

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA**

**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE BARCELONA**

**Estudio del chorro Diesel producido por un inyector de actuación directa en condiciones  
no reactivas**

Por:

Br. Alberto Antonio Viera Sotillo

**Barcelona, Julio 2013.**



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA**

**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE BARCELONA**

**Estudio del chorro Diesel producido por un inyector de actuación directa en condiciones  
no reactivas**

Por:

Br. Alberto Antonio Viera Sotillo

Realizado con la asesoría de:

Prof. Jesús Álvarez

,

**Barcelona, Julio de 2013**



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA**

**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE BARCELONA**

**ESTUDIO DEL CHORRO DIESEL PRODUCIDO POR UN INYECTOR DE  
ACTUACIÓN DIRECTA EN CONDICIONES NO REACTIVAS**

**RESUMEN**

La evolución de los motores Diesel en la última década ha sido propulsada principalmente por las estrictas leyes ambientales y los altos costos del combustible. El último desarrollo tecnológico en el campo de los inyectores common-rail es el sistema de actuación directa. En estos inyectores un cristal piezoeléctrico actúa directamente sobre la aguja del inyector y permite controlar el flujo de combustible simplemente variando el voltaje aplicado al cristal. El objeto de este proyecto fue el estudio experimental de la fase vapor del chorro diesel en fase no reactiva en una instalación de alta presión y temperatura, para luego profundizar la comprensión de los resultados con el empleo de un modelo de simulación 1-D.

**PALABRAS CLAVE**

Diesel sprays, Schlieren, actuación directa.

# ÍNDICE

|  |             |
|--|-------------|
| <b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>   | <b>VII</b>  |
| <b>ÍNDICE DE FIGURA.....</b>   | <b>VIII</b> |
| <b>LISTA DE ABREVIATURAS.....</b>  | <b>XII</b>  |
| <b>LISTA DE SIMBOLOS.....</b>  | <b>XIII</b> |
| <b>INTRODUCCIÓN .....</b>  | <b>1</b>    |
| <b>OBJETIVO GENERAL .....</b>  | <b>3</b>    |
| <b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....</b>   | <b>3</b>    |
| <b>CAPÍTULO 1 .....</b>  | <b>4</b>    |
| <b>GENERALIDADES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN.....</b>       | <b>4</b>    |
| <b>1.1 Principio de funcionamiento.....</b>                                | <b>4</b>    |
| <b>1.2 Descripción general del proceso de combustión Diesel .....</b>      | <b>7</b>    |
| 1.2.1 Retraso al autoencendido .....                                       | 8           |
| 1.2.2 Combustión premezclada.....  | 11          |
| 1.2.3 Combustión por difusión.....   | 12          |
| <b>1.3 Formación del chorro Diesel.....</b>                                | <b>13</b>   |
| 1.3.1 Caracterización del flujo .....                                      | 15          |
| 1.3.2 Caracterización macroscópica del chorro .....                        | 17          |
| <b>CAPÍTULO 2 .....</b>  | <b>20</b>   |
| <b>SISTEMAS DE INYECCIÓN <i>COMMON-RAIL</i> EN LOS MOTORES DIESEL.....</b> | <b>20</b>   |
| <b>2.1 Introducción.....</b>   | <b>20</b>   |



|   |           |
|---|-----------|
| <b>2.2 Descripción general de un sistema common-rail en un vehículo Diesel .....</b>                                  | <b>21</b> |
| <b>2.3 Inyectores .....</b>   | <b>22</b> |
| 2.3.1 Inyectores de Solenoide .....   | 23        |
| 2.3.2 Inyectores piezo-eléctricos hidráulicos .....   | 24        |
| 2.3.3 Inyectores piezoeléctricos de actuación directa.....  | 26        |
| <b>INSTALACIÓN DE ALTA PRESIÓN Y ALTA TEMPERATURA (IAPAT) .....</b>   | <b>29</b> |
| <b>3.1 Introducción .....</b>   | <b>29</b> |
| <b>3.2 Esquema General.....</b>   | <b>30</b> |
| <b>3.3 Elementos que integran la instalación .....</b>  | <b>31</b> |
| 3.3.1 Sistema de refrigeración de la cámara de ensayos.....   | 32        |
| 3.3.2 Control de temperatura del inyector .....   | 33        |
| 3.3.3 Equipo de inyección.....  | 33        |
| <b>3.4 Configuraciones de la IAPAT.....</b>   | <b>34</b> |
| 3.4.1 Configuración circuito abierto .....  | 34        |
| 3.4.2 Configuración para ensayos inertes .....  | 34        |
| 3.4.3 Configuración para ensayos con recirculación .....  | 35        |
| <b>CAPÍTULO 4 .....</b>   | <b>36</b> |
| <b>VISUALIZACIÓN DEL CHORRO EN FASE VAPOR Y NO REACTIVA EN UNA<br/>INSTALACIÓN DE ALTA PRESIÓN Y TEMPERATURA.....</b> | <b>36</b> |
| <b>4.1 Introducción .....</b>   | <b>36</b> |
| 4.1.1 Plan de Ensayo.....   | 37        |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>4.2 Principios del efecto Schlieren.....</b>                         | <b>38</b> |
| <b>4.3 Arreglo óptico utilizado.....</b>                                | <b>41</b> |
| 4.3.1 Fuente de luz .....   | 42        |
| 4.3.2 Cámara rápida Phantom V12 .....                                   | 42        |
| 4.3.3 Lente Biconvexa .....   | 43        |
| 4.3.4 Divisor de haz .....  | 43        |
| 4.3.5 Espejo.....   | 44        |
| 4.3.6 Cámara de ensayos.....  | 44        |
| 4.3.7 Diafragma .....   | 44        |
| 4.3.8 Funcionamiento del arreglo óptico utilizado .....                 | 45        |
| <b>4.4 Procesados de las imágenes.....</b>                              | <b>46</b> |
| <b>4.5 Resultados.....</b>  | <b>49</b> |
| 4.5.1 Efecto de la densidad .....                                       | 51        |
| 4.5.2 Efecto de la presión de inyección .....                           | 53        |
| 4.5.3 Efecto de la carga aplicada sobre el inyector.....                | 54        |
| <b>4.6 Verificación de resultados.....</b>                              | <b>56</b> |
| <b>4.7 Conclusiones.....</b>  | <b>58</b> |
| <b>CAPÍTULO 5 .....</b>   | <b>60</b> |
| <b>SIMULACIÓN DEL CHORRO EN FASE NO REACTIVA CON UN MODELO 1-D.....</b> | <b>60</b> |
| <b>5.1 Introducción .....</b>   | <b>60</b> |
| <b>5.2 Esquema del modelo 1-D.....</b>                                  | <b>61</b> |

|   |           |
|---|-----------|
| 5.2.1 Simplificaciones del modelo.....  | 61        |
| 5.2.2 Ecuaciones de conservación .....  | 63        |
| 5.2.3 Parámetros de entrada del modelo .....                                  | 63        |
| <b>5.3 Metodología para la obtención del ángulo óptimo de inyección .....</b> | <b>64</b> |
| 5.3.2 Calibración del modelo .....  | 66        |
| <b>5.4 Resultados.....</b>  | <b>67</b> |
| 5.4.1 Presión de inyección .....  | 67        |
| 5.4.2 Carga aplicada sobre el inyector. ....                                  | 69        |
| <b>5.5 Conclusiones.....</b>  | <b>70</b> |
| <b>OTROS RESULTADOS EXTRAÍBLES DEL MODELO 1-D .....</b>                       | <b>72</b> |
| <b>6.1 Introducción .....</b>   | <b>72</b> |
| <b>6.2 Medidas obtenibles en el <i>centerline</i> .....</b>                   | <b>72</b> |
| <b>6.3 Mapas de mezcla.....</b>   | <b>75</b> |
| <b>6.4 Comparaciones entre algunas condiciones de ensayo .....</b>            | <b>77</b> |
| 6.4.1 Efecto de la temperatura (densidad) .....                               | 77        |
| 6.4.2 Efecto de la presión de inyección .....                                 | 78        |
| <b>6.5 Conclusiones.....</b>  | <b>79</b> |
| <b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>                                    | <b>81</b> |
| <b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>  | <b>83</b> |
| <b>APÉNDICE A.....</b>  | <b>90</b> |

## ÍNDICE DE TABLAS

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1.1 Resumen de ecuaciones empíricas para la penetración. ....                     | 18 |
| Tabla 4.1 Plan de Ensayos. ....   | 38 |
| Tabla 5.1 Resultado de la metodología para $P_{iny} = 150\text{MPa}$ y alta carga. .... | 68 |

## ÍNDICE DE FIGURA

|   |    |
|---|----|
| Figura 1.1 Etapas de un motor de encendido por compresión cuatro tiempos. ....  | 5  |
| Figura 1.2 Ciclo termodinámico de un motor de encendido por compresión.....   | 6  |
| Figura 1.3 Evolución temporal de la tasa de inyección y la tasa de liberación de calor, respecto al ángulo del cigüeñal [3].....  | 7  |
| Figura 1.4 Proceso de atomización de un chorro líquido isoterma inyectado en una atmósfera de nitrógeno. Presión de cámara: 30 bar. Presión de inyección: 320 bar. [10] ..... | 10 |
| Figura 1.5 Esquema de la estructura de la llama Diesel durante la parte cuasi-estacionaria de la fase de combustión por difusión. ....  | 13 |
| Figura 1.7 Modelo original (a), modelo simplificado (b) para la caracterización del flujo de salida a través de un orificio [23]. ....  | 15 |
| Figura 2.1 Esquema general de un sistema de inyección <i>common-rail</i> [29]. ....   | 21 |
| Figura 2.2 Esquema externo de un inyector tipo solenoide [30]. ....   | 23 |
| Figura 2.3 Esquema interno (3) de un inyector tipo solenoide [30]. ....   | 23 |
| Figura 2.4 Esquema del funcionamiento de un inyector tipo solenoide [30]. ....  | 24 |
| Figura 2.5 Esquema de un inyector piezoeléctrico hidráulico [30]. ....  | 25 |
| Figura 2.6 Esquema de un inyector piezo-eléctrico de actuación directa.....   | 26 |
| Figura 2.7 Variación de la tasa de inyección respecto al voltaje aplicado sobre el inyector.....  | 27 |
| Figura 2.8 Efecto de las nuevas estrategias de inyección [27]. ....   | 28 |
| Figura 3.1 IAPAT. ....  | 29 |
| Figura 3.2 Esquema de la IAPAT.....   | 30 |
| Figura 3.3 Esquema del sistema de refrigeración de la cámara de ensayos. ....   | 32 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 4.1 Arreglo óptico básico de la primera visualización del efecto Schlieren (izquierda), imágenes obtenidas (derecha) [41]. ..... | 39 |
| Figura 4.2 Principio del fenómeno de Schlieren [41]. .....  | 40 |
| Figura 4.3 Esquema del arreglo óptico utilizado. ....   | 41 |
| Figura 4.4 Fuente de luz Karl Storz D-7200. ....  | 42 |
| Figura 4.5 Cámara de alta velocidad Phantom V12. ....   | 42 |
| Figura 4.6 Principio de un lente biconvexo. ....  | 43 |
| Figura 4.7 Ejemplo de distintas aperturas del diafragma. ....   | 44 |
| Figura 4.8 Configuración óptica utilizada con proyección de luz. ....   | 46 |
| Figura 4.9 Imagen obtenida por medio del arreglo óptico utilizado. ....   | 46 |
| Figura 4.10 Resta de imágenes. ....   | 47 |
| Figura 4.11 Etapas del procesado de imágenes utilizado en el centro de investigación. ....  | 48 |
| Figura 4.12 Contorno del chorro luego del procesado de la imagen. ....  | 48 |
| Figura 4.13 Secuencia de imágenes obtenida de los resultados experimentales. ....   | 49 |
| Figura 4.14 Resultados en crudo obtenidos para un orificio. ....  | 50 |
| Figura 4.15 Resultados obtenidos con todos los orificios a alta carga. ....   | 51 |
| Figura 4.16 Resultados obtenidos con todos los orificios a media y baja carga. ....   | 51 |
| Figura 4.17 Efecto de la densidad sobre la penetración experimental. ....   | 52 |
| Figura 4.18 Efecto de la presión de inyección sobre la penetración. ....  | 53 |
| Figura 4.19 Efecto la de la carga aplicada al inyector sobre la penetración experimental. ....  | 54 |
| Figura 4.20 Diagrama de los elementos internos de la punta de un inyector Diesel. ....  | 54 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 4.21 Efecto del levantamiento de la aguja sobre la pérdida de presión dentro del inyector [23].                         | 55 |
| Figura 4.22 Efecto del levantamiento de la aguja sobre el coeficiente de descarga [23].  | 55 |
| Figura 4.23 Velocidad de penetración para las tres cargas estudiadas a una presión de inyección de 150 MPa                     | 57 |
| Figura 5.1 Modelo esquemático [46].  | 61 |
| Figura 5.2 Perfiles Gaussianos utilizados por el modelo 1-D.   | 62 |
| Figura 5.3 Diferencia temporal ( $\Delta t$ ) y espacial ( $\Delta x$ ) entre los datos experimentales y el modelo.            | 65 |
| Figura 5.4 Tendencia del ángulo obtenido por el modelo con respecto al ángulo experimental a una presión de inyección 60 MPa.  | 66 |
| Figura 5.5 Tendencia del ángulo obtenido por el modelo con respecto al ángulo experimental a una presión de inyección 150 MPa. | 67 |
| Figura 6.1 Velocidad en el <i>centerline</i> a 2951 ms del inicio de la inyección.   | 72 |
| Figura 6.2 Fracción de mezcla en el <i>centerline</i> a 2951 ms de haber iniciado la inyección.                                | 73 |
| Figura 6.3 Fracción líquida (izquierda) y fracción vapor (derecha) de combustible en el <i>centerline</i> .                    | 73 |
| Figura 6.4 Densidad de la mezcla en el <i>centerline</i> 2591 ms del inicio de la inyección.                                   | 74 |
| Figura 6.9 Velocidad (izquierda) y Temperatura (derecha) en el <i>centerline</i> a distintas temperaturas (densidades).        | 77 |
| Figura 6.10 Fracción Líquida (izquierda) y fracción vapor (derecha) a distintas temperaturas (densidades).                     | 78 |
| Figura 6.11 Velocidad (izquierda) y Temperatura (derecha) en el <i>centerline</i> a distintas presiones de inyección.          | 78 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 6.12 Fracción Líquida (izquierda) y fracción vapor (derecha) a distintas presiones de inyección..... | 79 |
| Figura A.1 Tasa de inyección cuadrada.....  | 90 |
| Figura A.2 Tasa de inyección bota. ....   | 91 |
| Figura A.3 Tasa de inyección bota doble.....  | 91 |
| Figura A.4 Comparación de una tasa cuadrada con una rampa.....  | 92 |



## LISTA DE ABREVIATURAS

|       |  |
|-------|--|
| CFD   | Mecánica computacional de fluidos              |
| MEC   | Motores de encendido por compresión            |
| PMS   | Punto muerto superior                          |
| PMI   | Punto muerto inferior                          |
| MEP   | Motores de encendido provocado                 |
| ECU   | Unidad de control del motor                    |
| IAPAT | Instalación de alta presión y alta temperatura |
| EGR   | Recirculación de los gases del escape          |
| PLC   | Controlador lógico programable                 |
| PID   | Proporcional integral derivativo               |
| Fps   | Cuadros por segundo                            |

## LISTA DE SIMBOLOS

|                 |  |            |                                       |
|-----------------|--|------------|---------------------------------------|
| $\dot{m}$       | Tasa de inyección                      | $s$        | Penetración                           |
| $\dot{Q}$       | Tasa de liberación de calor            | $l_b$      | Longitud líquida                      |
| $d_0$           | Diámetro de la tobera                  | $\rho_a$   | Densidad ambiente de la cámara        |
| $l_0$           | Longitud de la tobera                  | $T_a$      | Temperatura ambiente de la cámara     |
| $r$             | Radio de curvatura de entrada          | $t$        | Tiempo                                |
| $\varepsilon$   | Rugosidad superficial de la tobera     | $n$        | Índice de refracción                  |
| $u_f$           | Velocidad media del liquido            | $k_{gd}$   | Coefficiente de Glandstone Dale       |
| $u_a$           | Velocidad media del gas                | $P_a$      | Presión                               |
| $\dot{m}_f$     | Flujo de masa                          | $R$        | Constante del gas                     |
| $\dot{M}_{iny}$ | Flujo de momento                       | $f_d$      | Apertura del diafragma                |
| $\rho$          | Densidad a la salida de la tobera      | $x$        | Coordenada axial                      |
| $u$             | Velocidad a la salida de la tobera     | $r$        | Coordenada radial                     |
| $A_0$           | Área a la salida de la tobera          | $u(x,r)$   | Velocidad en una coordenada $(x,r)$   |
| $\rho_f$        | Densidad de la fase líquida            | $I(x,r)$   | Momento en una coordenada $(x,r)$     |
| $A_{eff}$       | Área efectiva                          | $f$        | Concentración de combustible          |
| $u_{eff}$       | Velocidad efectiva                     | $V$        | Volumen                               |
| $u_{th}$        | Velocidad teórica                      | $h$        | Entalpia                              |
| $\Delta P$      | Diferencia entre presión rail y cámara | $H$        | Energía                               |
| $c_d$           | Coefficiente de descarga               | $M_f$      | Masa de combustible                   |
| $c_a$           | Coefficiente de área                   | $n_x$      | Número de puntos del dominio espacial |
| $c_v$           | Coefficiente de velocidad              | $\Delta t$ | Diferencia temporal                   |
| $\theta$        | Ángulo de inyección                    | $\Delta x$ | Diferencia espacial                   |

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los coches Diesel cuentan con un porcentaje cercano al 50% del mercado total de carros en Europa [1], logrando consolidarse como una de las alternativas más eficientes para los compradores. Debido a la creciente conciencia social referida a la escasez de recursos energéticos y las consecuencias ambientales, resultantes de las emisiones de gases nocivos, las empresas manufactureras de vehículos se han visto obligadas a invertir una gran cantidad de recursos en investigación y desarrollo de nuevas tecnologías, que permitan obtener una mayor eficiencia de los motores diesel y disminuir las emisiones, para así cumplir con las legislaciones actuales que rigen las contaminaciones permitidas, que cada vez son más estrictas.

Para poder cumplir con estos objetivos planteados, se ha tenido la necesidad y enfocado los esfuerzos no solo de desarrollar nuevas tecnologías de inyección, sino también por entender el proceso de combustión dentro del motor. Dentro de los motores Diesel de inyección directa, estos esfuerzos se han enfocado en la necesidad de estudiar y comprender los fenómenos físico-químicos que ocurren durante la inyección y combustión del diesel: atomización, mezcla, evaporación, combustión y formación de residuos.

El uso de instalaciones experimentales con accesos ópticos que simulan las condiciones de presión y temperatura de una cámara de combustión diesel, en conjunto con las nuevas tecnologías en materia de adquisición de datos, óptica e informática, ha permitido desarrollar técnicas de visualización que proporcionan una valiosa información con alta resolución espacial y temporal. Dicha información sirve para el desarrollo y validación de los modelos de cálculo de Mecánica de Fluidos Computacional (CFD), que a su vez permiten predecir y analizar los procesos complejos, y estimar magnitudes que son inaccesibles desde el punto de vista experimental.

La instalación experimental utilizada permite no solo simular condiciones de una cámara de combustión diesel, sino permite estudiar distintas etapas del proceso de combustión por separado. Utilizando una atmósfera de inyección inerte, se puede estudiar el chorro en fase no reactiva, donde se pueden observar los fenómenos físicos a los que es sometido el chorro de inyección diesel. De lo contrario se obtiene un chorro en fase reactiva, por lo que se observa los fenómenos químicos que ocurren antes, durante y después de la combustión. De esta manera se

pueden aislar las transformaciones físicas de las químicas, y entender de manera más exhaustiva el comportamiento de cada etapa por separado.

En los estudios en una atmósfera no reactiva, el chorro de combustible sufre una serie de fenómenos físicos que lo transforman de combustible líquido a una mezcla aire-combustible gaseosa, que es la que luego se auto ignita e inicia la combustión. Por lo tanto se puede definir que en una atmósfera no reactiva, se puede aislar el estudio de la fase líquida de la fase vapor del chorro, para así comprender los efectos que traen cada una de las fases al proceso.

También se busca entender la relación entre las condiciones iniciales de inyección (velocidad de inyección, densidad del aire en la cámara, entre otras) y las características del chorro resultante. Los modelos CFD son utilizados con frecuencia para entender fenómenos que los modelos experimentales no pueden explicar, la desventaja del CFD reside en el hecho la rapidez de cálculo depende directamente del tamaño del dominio (o mallado) a estudiar y de la potencia del ordenador siendo utilizado. De querer agilizar los cálculos existen dos alternativas, o se reduce la calidad del dominio lo que cuestiona la validez de los resultados obtenidos, o se adquiere un ordenador lo potente para realizar simulaciones de una alta calidad de malla de manera rápida, lo cual puede ser muy costoso. Para poder estudiar la relación mencionada, los modelos CFD requieren de mallas muy pequeñas, por lo tanto se utilizan modelos 1-D específicos para estudios de sprays, que contienen la potencia necesaria para resolver el problema.

En el presente trabajo se trabajó con un novedoso inyector de actuación directa Continental, en el que un cristal piezo eléctrico actúa directamente sobre la aguja del inyector, lo que permite variar la cantidad de combustible inyectado simplemente variando el voltaje aplicado al cristal. Durante la primera fase del proyecto se realizaron medidas experimentales en una instalación de alta presión y temperatura, utilizando técnicas de visualización del chorro en fase vapor, inyectando en atmósfera no reactiva. Por otro lado se procedió al empleo de un modelo de simulación 1-D para profundizar la comprensión de los resultados obtenidos experimentalmente y ver como se adaptan los modelos teóricos al comportamiento de este novedoso inyector.

## **OBJETIVO GENERAL**

Realizar medidas experimentales de penetración de la fase vapor de un chorro diesel en una atmósfera no reactiva de un inyector de actuación directa.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Observar el efecto que tiene sobre la penetración del chorro distintos niveles de carga aplicada sobre el inyector.

Observar el efecto que tiene sobre la penetración del chorro distintas presiones de inyección y temperatura de la cámara de combustión.

Comparar la data obtenida experimentalmente con los resultados obtenidos en un modelo de simulación del chorro 1-D.

# CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

En este capítulo se presenta brevemente el contexto que representa el proceso de inyección-combustión Diesel asociado al estudio realizado. Se presentan una serie de conceptos necesarios para poder entender los procesos físico-químicos observados.

### 1.1 Principio de funcionamiento

El proceso de combustión Diesel fue introducido por el científico Rudolph Diesel (1858-1913) en 1890, buscando una forma de solucionar las limitaciones de compresión de los motores de ignición por chispa [2], debido a que no se podían alcanzar mayores relaciones de compresión, por ende mayor eficiencia, debido a que la mezcla aire-combustible siendo comprimida se auto ignita antes de llegar al punto muerto superior de la carrera del pistón. El ciclo Diesel se diferencia al ciclo ya acreditado al motor de explosión Otto en que el aire, sin combustible, entra a la cámara de combustión, donde es comprimido y calentado, luego la combustión comienza cuando se inyecta el combustible y este se auto ignita por las condiciones de la cámara de combustión presentes.

El proceso descrito puede esquematizarse en cuatro clases claramente diferenciadas, al igual que el ciclo Otto: admisión, compresión, combustión-expansión y escape.

Durante la etapa de admisión, el pistón se mueve desde el punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI), provocando aspiración de aire, que en caso de un motor sobrealimentado, este puede haber sido comprimido en una etapa anterior. Esta es una de las diferencias principales con los motores de encendido provocado (MEP), como por ejemplo el de explosión de Otto, en que el aire ya viene premezclado con el combustible.

Luego el pistón por propia inercia, inicia una etapa de compresión del aire que ha entrado de la etapa anterior. Esto produce un aumento de la presión como de la temperatura, debido a que el pistón se desplaza desde el PMI hasta el PMS. Unos instantes antes de llegar al PMS, es cuando se produce la inyección del combustible.

Las condiciones de la cámara de combustión permiten al combustible, una vez al entrar en contacto con el aire caliente, auto-encenderse, por lo que comienza así el proceso de combustión. La energía producida por la combustión hace que la presión de la cámara aumente drásticamente, debido a la expansión de los gases, y permitiendo así la obtención de potencia. A diferencia con los MEC, los MEP poseen una bujía que genera la chispa que ignita la mezcla, debido a que las relaciones de compresión alcanzadas no son lo suficiente para generar las condiciones necesarias para auto-encenderse.

Finalmente el pistón, por inercia, inicia otra carrera ascendente, que acompañado por la apertura de la válvula de escape, permite la expulsión de los gases producidos durante la etapa de combustión.

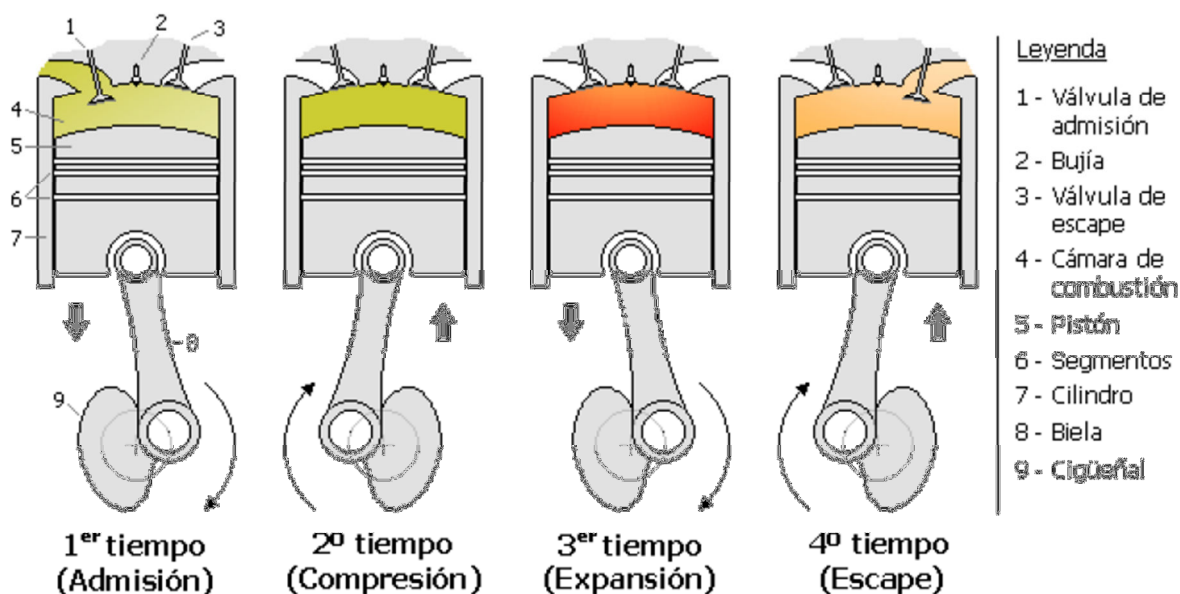


Figura 1.1 Etapas de un motor de encendido por compresión cuatro tiempos.

En la Figura 1.1 se puede observar el esquema de un motor de encendido por compresión de cuatro tiempos, donde se aprecia el movimiento del pistón y las válvulas, y su función durante cada fase del ciclo. El ciclo termodinámico que representa lo descrito anteriormente se puede observar representado en un diagrama de Clapeyron en la Figura 1.2.

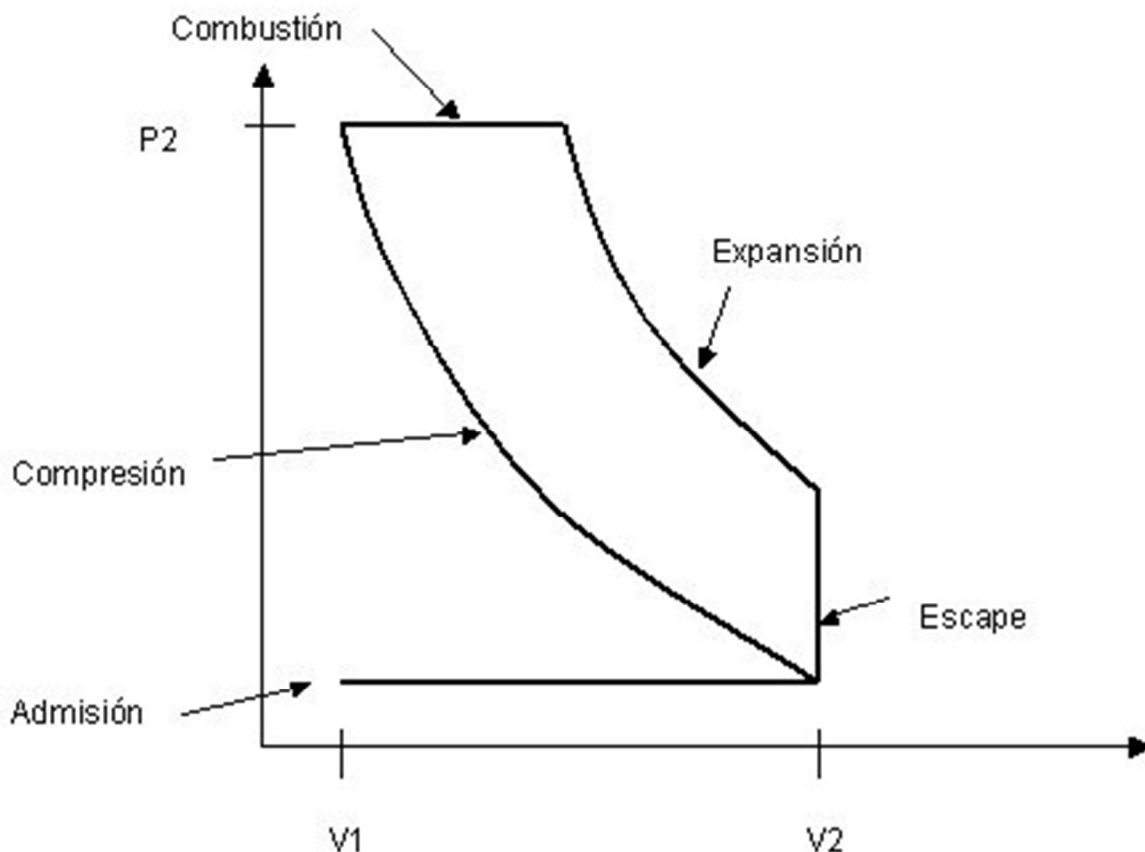


Figura 1.2 Ciclo termodinámico de un motor de encendido por compresión.

Las relaciones de compresión volumétrica que experimenta el aire de un motor Diesel pueden variar entre 12:1 y 22:1, en función del tipo de motor. Por otro lado, los motores Otto solo alcanzan relaciones de compresión volumétrica de alrededor a 12:1, esto debido a que relaciones de compresión mayores auto encenderían la mezcla antes de que el pistón alcance el punto muerto superior. Debido a la diferencia de compresión mencionada, la eficiencia que se obtiene en los motores Diesel es mayor que en los Otto, siendo esta diferencia de alrededor de 15%.

La compresión que experimenta el aire es de tipo politrópica ( $pv^k = cte$ ), esto produce, según mencionado anteriormente, un aumento de la temperatura que permite el auto-encendido de la mezcla. El instante de autoencendido de la mezcla no viene fijado por algún valor fácilmente controlable. La aparición de la llama ocurre cuando la mezcla aire-combustible todavía no es homogénea, por lo que gran parte del carburante queda en estado líquido. Debido a que el encendido no depende de una fuente de energía interna, sino que ocurre por un proceso natural y



no inducido, se puede afirmar que en los MEC la combustión es debida fundamentalmente a las condiciones locales en cada parte de la mezcla [3].

## 1.2 Descripción general del proceso de combustión Diesel

La forma más tradicional de representar el proceso de combustión de un motor Diesel es comparando la evolución transitoria entre la masa de combustible inyectada por unidad de tiempo (tasa de inyección,  $\dot{m}_i$ ), y la energía aparentemente liberada por el proceso de combustión por unidad de tiempo (tasa de liberación de calor,  $\dot{Q}$ ), esta última calculada a partir de la aplicación de la primera ley termodinámica en el volumen encerrado por el cilindro en cada instante [3]. En la Figura 1.3 se puede ver la evolución temporal de las variables mencionadas, donde se pueden distinguir tres fases principales [4] [5] [6].

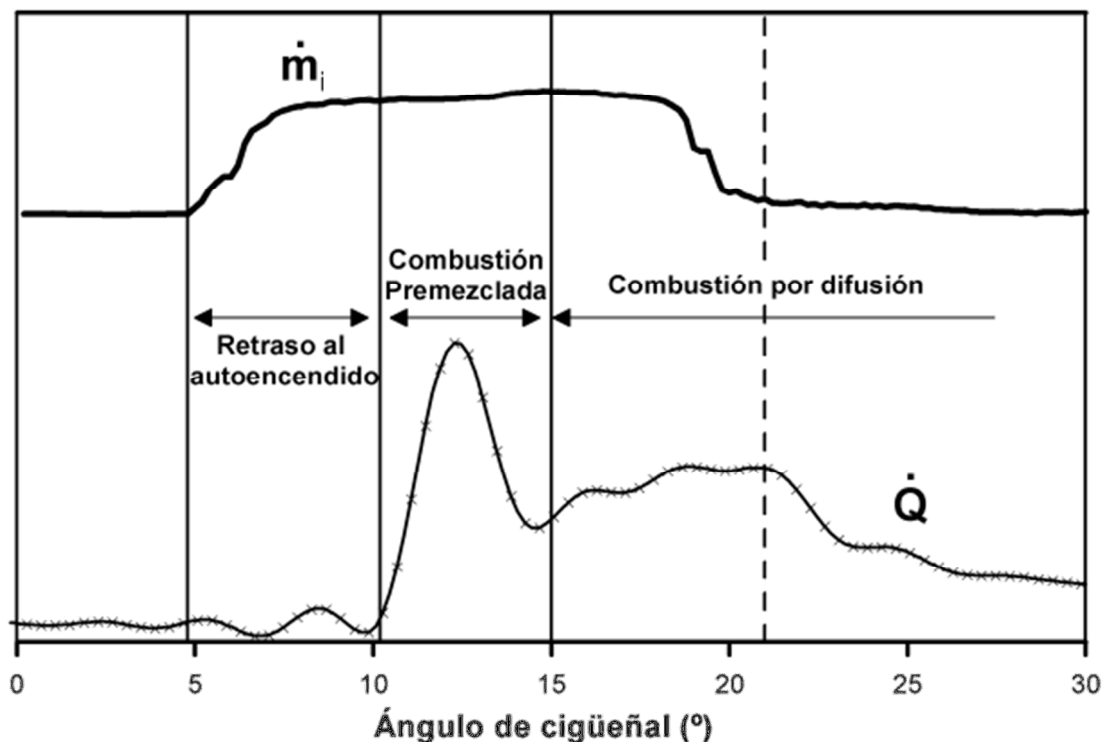


Figura 1.3 Evolución temporal de la tasa de inyección y la tasa de liberación de calor, respecto al ángulo del cigüeñal [3].

Durante esta primera fase, el inyector comienza el proceso de inyección de combustible líquido, pero se puede observar como no existe liberación de calor importante. Esto se debe a que durante esta etapa, denominada en la literatura como retraso al autoencendido, ocurren una serie de procesos físicos que llevan al combustible líquido a transformarse en una mezcla aire-

combustible, permitiendo iniciar el proceso de combustión [5]. El tiempo que transcurre durante esta fase es denominado tiempo de retraso ( $T_{delay}$ ), y puede ser obtenido por medidas experimentales, permitiendo esto la validación de modelos de Mecánica de Fluidos Computacional (CFD) y caracterización de la combustión.

Debido a que existe oxígeno dentro de la cámara de combustión, y este se encuentra a altas temperaturas (700 K o más), la mezcla aire-combustible no es estable y comienzan a producirse pequeñas pre-reacciones químicas que producen, entre otras cosas, la rotura de las moléculas de combustible en cadenas de hidrocarburos más cortas, así como la formación de radicales libres, que culminaran en el autoencendido espontáneo de la mezcla [3], que es lo que caracteriza a los motores Diesel. Esto define el inicio de la combustión, en donde aparece una región de reacción altamente exotérmica y toda la masa de combustible inyectada durante la fase de retraso se quema completamente, reflejado igualmente por la fase de combustión premezclada en la figura exhibida anteriormente.

Luego de que la masa de combustible mezclado durante la primera fase es consumida en su totalidad, sigue existiendo liberación de calor, pero en un menor grado. Esta etapa es denominada fase de combustión por difusión, descrita al igual en la figura anterior. Mientras exista combustible siendo inyectado, este se mezclara con el aire debido al movimiento que produce el chorro dentro de la cámara de combustión, por lo que el calor se libera a medida que se va produciendo la mezcla aire-combustible [7] [8]. La llama producida por la combustión llega a un estado de cuasi-estacionalidad, que se mantiene mientras se siga inyectando combustible [3]. En el instante que se deja de inyectar, la estructura de la llama toma una forma más aleatoria, y la combustión va perdiendo intensidad debido a que la fuente de energía principal se ha extinguido, lo que se refleja como una caída en la tasa de liberación de calor, finalizando así el proceso de combustión.

### **1.2.1 Retraso al autoencendido**

El proceso de formación de la mezcla aire-combustible es el primer paso necesario para el inicio de la combustión, que ocurre durante la primera de las tres fases descritas mencionadas anteriormente. Debido a que durante esta no existe combustión alguna, el proceso de transformación del chorro líquido a una mezcla aire-combustible es igual que el de los chorros

inyectados a atmósferas de gases inertes, es decir, intervienen solo fenómenos físicos [3]. De la conclusión anterior se puede concretar que el estudio de estos fenómenos se puede realizar en atmósferas no reactivas, para así solo analizar los fenómenos físicos que se presentan durante la formación de la mezcla.

La formación de la mezcla aire-combustible viene dada por tres procesos descritos a continuación:

- **Atomización:** Luego de la inyección, la vena líquida deja de formar un chorro continuo para romperse en gotas de diversos tamaños. Esto aumenta la superficie de contacto con el gas que engloba estas gotas, favoreciendo a los procesos físicos posteriores [9]. Estudios realizados por Hatori *et al* [10] concluyen que, durante el proceso de atomización, existe una vena líquida en un primer instante de tiempo con una determinada distancia (llamada en la literatura longitud líquida intacta) que no se atomiza, es decir, el fenómeno de atomización ocurre luego de esta distancia. Pero luego, el estudio también concluye que esta longitud líquida intacta alcanza un valor máximo y luego disminuye hasta desaparecer, todo esto en un lapso de tiempo de alrededor de 90  $\mu$ s, como se puede ver en la Figura 1.4, por lo que se puede concluir que para efectos del estudio del fenómeno de atomización dentro del chorro de Diesel, que las gotas que se forman son tan pequeñas y se el proceso se completa tan rápidamente, que se alcanza inmediatamente el equilibrio dinámico con la corriente de aire que las envuelve [3]. Es decir, no hay velocidad relativa entre la gota de combustible líquido y el gas que la rodea. Esta última conclusión simplifica considerablemente el proceso de atomización, y permite, a su vez, simplificar los modelos 1-D para el estudio de los chorros de inyección Diesel, como el utilizado en el presente trabajo.

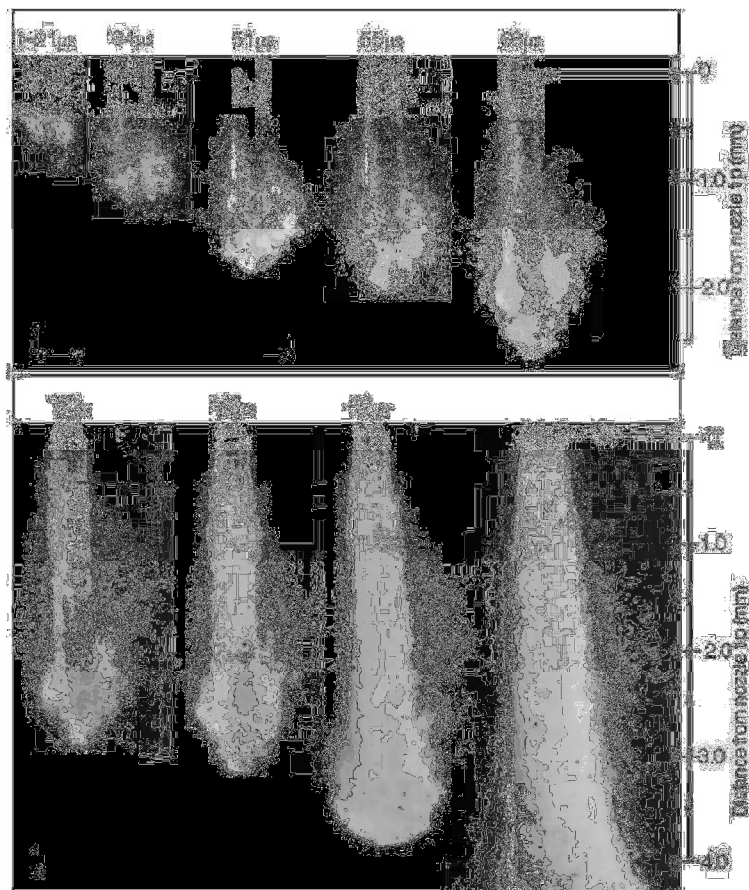


Figura 1.4 Proceso de atomización de un chorro líquido isoterma inyectado en una atmósfera de nitrógeno. Presión de cámara: 30 bar. Presión de inyección: 320 bar. [10]

- **Englobamiento del aire:** A medida que el fenómeno de la atomización da lugar, el gas presente en la cámara rodea a las gotas formadas. Debido a que este proceso ocurre gracias a la turbulencia inducida por el chorro de combustible, a medida que la presión de inyección es mayor, mayor será la cantidad de gas que interactúa con el combustible inyectado.
- **Evaporación:** Debido a que el gas que se encuentra en la cámara de combustión posee una temperatura más elevada que la del chorro líquido, debido al proceso de compresión del gas, existe un intercambio de calor entre ambos medios. Como consecuencia la temperatura de la superficie de las gotas formadas se empieza a elevar, aumentando consecuentemente su presión de vapor, hasta lograr hacer que se evapore [3]. Este fenómeno va reduciendo el tamaño de las gotas de combustible, hasta hacerlas desaparecer, por lo que se obtiene sólo combustible gaseoso. A partir de diversas fuentes experimentales se puede concluir que el proceso de evaporación

se completa a partir de una distancia medida desde el punto de inyección, denominada longitud líquida máxima. Por lo tanto, no existe combustible líquido superado esa distancia, solo combustible gaseoso que sigue penetrando y mezclándose con gas dentro de la cámara de combustión. Este parámetro se puede medir experimentalmente y es de gran importancia, debido a que sirve para validar modelos de CFD. Estudios realizados por diversos autores, muestran que la longitud líquida máxima depende de ciertas condiciones como diámetro de la tobera del inyector [11] [12] [13], la temperatura y densidad en cámara [11] [12] [13] [14] [15] [16], y la volatilidad y características del combustible empleado [11] [12] [15] [17]; no parece ejercer ninguna influencia la presión de inyección [12] [13] [14] [16], por lo mencionado anteriormente. Todo esto se concreta en que las gotas de combustible se evaporan en la medida que el ambiente que las rodea les proporcione la entalpía necesaria mediante el intercambio de calor en la mezcla [12], y que a medida que la presión de inyección es mayor, el chorro englobara más aire debido a las turbulencias locales por las altas velocidades, por lo tanto requiera menor tiempo para evaporarse.

### 1.2.2 Combustión premezclada

Aunque el fenómeno de la combustión no se estudie en trabajo realizado, es importante entender los conceptos básicos que involucran a la combustión.

Luego de completar estas tres etapas, el combustible gaseoso ya mezclado con el gas entra en el proceso de autoencendido. Éste último se entiende como el instante en el que la mezcla se vuelve altamente exotérmica, que se manifiesta con un crecimiento abrupto de la tasa de liberación de calor (o un aumento de la presión en la cámara de combustión). No obstante, Higgins *et al* [18], afirman que el proceso de autoencendido comienza con una primera fase de reacción a baja temperatura, o combustión a baja temperatura, en la cual se consume el combustible mediante reacciones de rotura de cadena que forman radicales libres con una tasa de reacción relativamente baja. Durante esta primera fase existe una poca liberación de energía, que se observa como un aumento casi imperceptible de la presión en la cámara de combustión antes del aumento abrupto de la tasa de liberación de calor mostrado en la Figura 1.3. A la vez, es

posible percibir una emisión natural de radiación de baja intensidad que corresponde al fenómeno de *quimioluminiscencia*, en el que estas reacciones químicas no solo liberan energía en forma de calor, sino también de luz. El origen del fenómeno mencionado, corresponde a la existencia del radical  $\text{CH}^*$  [19], entre otros. La radiación emitida por el  $\text{CH}^*$  puede ser captada bajo métodos experimentales, por lo que de esta manera se puede determinar el inicio de la combustión, debido a que este radical aparece inicialmente en aquellas zonas donde las condiciones de temperatura y composición son suficiente para que se del inicio de las reacciones químicas [4].

A medida que estas reacciones de baja intensidad liberan energía, la temperatura dentro de la cámara de combustión aumenta, entonces el proceso se vuelve altamente exotérmico, aumentando el consumo de combustible como también la presión en la cámara, esto marca la segunda etapa del proceso de autoencendido, o combustión a alta temperatura. Durante esta, comienza formarse el hollín, a la vez que otros residuos de la combustión, debido a la combustión incompleta del combustible. El hollín se caracteriza por emitir radiaciones varios órdenes de magnitud mayor que la visualizada anteriormente [4], por lo que el inicio de esta fase se puede igualmente visualizar experimentalmente observando esta radiación emitida. El final está dado por una estabilización de la llama, y una combustión auto sustentada, mientras se siga alimentando la cámara de combustible [9]. En principio se establece una zona de reacción estable en el frente del chorro, que se desplaza hacia el inyector, pero sin llegar a ella debido a las altas velocidades de inyección, dando lugar al fenómeno conocido como *lift-off* [9]. Por lo que se define distancia de *lift-off*, a la distancia que existe entre el inyector y el inicio de la zona de reacción estable (llama).

### 1.2.3 Combustión por difusión

Luego de que la llama se estabiliza, entramos en la última fase del proceso de combustión que es denominada combustión por difusión, donde se dan por concluidos los procesos de autoencendido del chorro. Según Glassman [20], califica combustión por difusión como el proceso en el que el combustible y el oxígeno no están previamente mezclados, sino que el proceso de mezcla y combustión ocurren simultáneamente. Este período se puede extender indefinidamente, hasta que se corte la alimentación de combustible, como se puede observar de

igual manera en la Figura 1.3. La Figura 1.5 muestra la estructura típica de una llama en la combustión diesel en la etapa de cuasi-estacionaria.

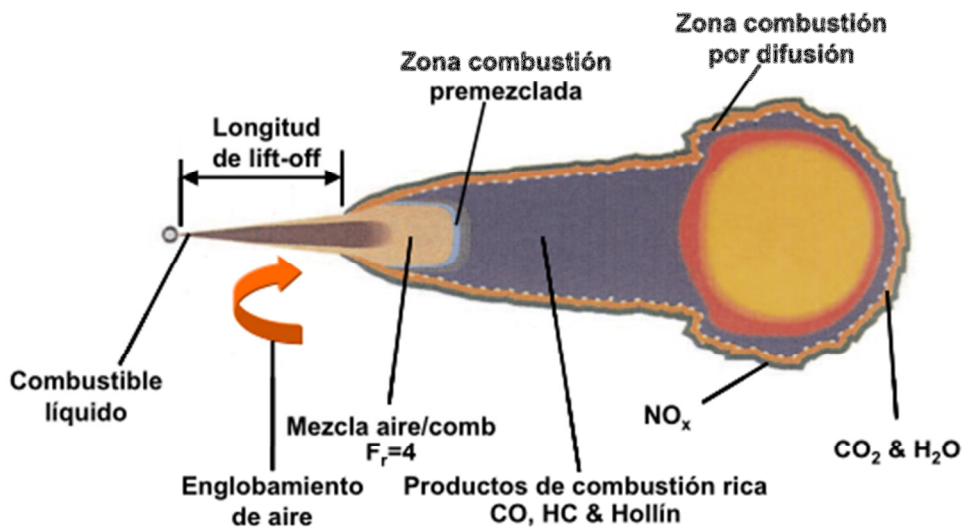


Figura 1.5 Esquema de la estructura de la llama Diesel durante la parte cuasi-estacionaria de la fase de combustión por difusión.

### 1.3 Formación del chorro Diesel

Anteriormente se describió en general la formación del chorro Diesel, en esta sección se especificara con más detalle sobre el chorro, su caracterización hidráulica y la estructura macroscópica del mismo.

Un chorro Diesel está caracterizado por una vena líquida que sale por un orificio de dimensiones pequeñas a alta velocidad. La vena, al encontrarse con una atmosfera con cierta densidad, deja de formar un medio continuo, debido a la fricción que existe con el aire, dando inicio a un fenómeno ya mencionado anteriormente llamado atomización.

El proceso de atomización se considera completo cuando desaparece la vena líquida, y el chorro consta únicamente de gotas y de gas englobado. Estudios como el de Hatori *et al* [10], han demostrado que la atomización depende de los factores nombrados a continuación:

- Parámetros geométricos: diámetro de la tobera ( $d_o$ ), longitud de la tobera ( $l_o$ ), radio de curvatura de entrada ( $r$ ), y rugosidad superficial ( $\epsilon$ ).
- Propiedades del líquido: presión de vapor, viscosidad, tensión superficial y densidad.
- Propiedades del gas: densidad, viscosidad y presión.

- Condiciones de inyección: presión de inyección, diferencia de presiones de inyección y del gas, velocidad media del líquido ( $u_f$ ) y velocidad media del gas ( $u_a$ ).

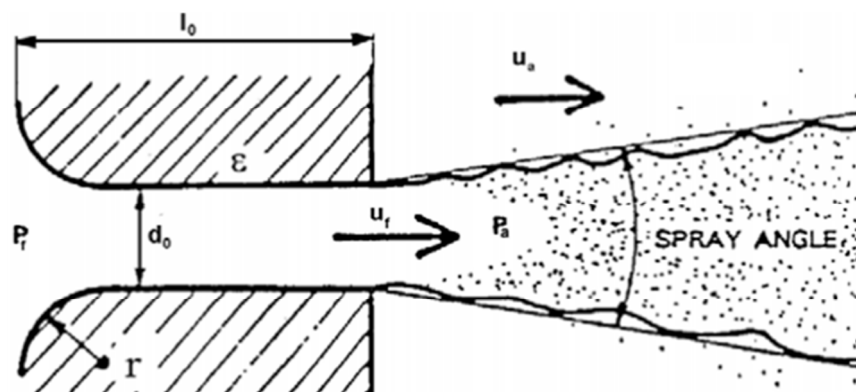


Figura 1.6 Parámetros involucrados en la atomización

En el proceso de atomización se distinguen dos etapas, la primera conocida como atomización primaria, que consiste en la rotura de la vena líquida, y la atomización secundaria, que consiste en la disgregación de las gotas ya existentes en gotas más pequeñas [3]. Incluso otros autores han podido dividir la atomización en un proceso de hasta cuatro etapas, pero esto para una velocidad de inyección mucho menor a las que existen en los motores Diesel.

Para este ámbito de estudio, la atomización primaria ocurre principalmente por efectos de interacción aerodinámica entre el líquido y el gas de la cámara de combustión [3]. Cuando la fuerza resultante de esta interacción es suficiente para vencer fuerzas de tensión superficial de la vena líquida, comienza el proceso de rotura.

Otro hecho que ayuda al proceso de atomización primaria es la turbulencia que existe en la tobera del inyector, particularmente en el orificio de la tobera, generada entre otras cosas por la alta velocidad que alcanza el fluido y, dependiendo de las condiciones de inyección, posible cavitación en la tobera. La turbulencia genera componentes de velocidad radial que, al salir de la tobera a la cámara de combustión, expulsa el combustible fuera de la vena líquida, provocando la atomización. Este fenómeno se puede ver mejor en la inyección de chorros al vacío, donde no existe interacción aerodinámica [3].

La atomización secundaria es consecuencia de la primera fase del proceso. Las gotas recién formadas siguen interactuando aerodinámicamente, por lo que las gotas se seguirán separando, formando gotas cada vez más pequeñas, que a su vez serán englobadas por gas que se



encuentra en la cámara. Existen estudios que buscan entender la variación del tamaño de las gotas durante el proceso de atomización por medio de técnicas de lámina laser, descripciones más específicas pueden encontrarse en [21] y [22].

### 1.3.1 Caracterización del flujo

Unos de los objetivos al estudiar un inyector en particular es el obtener los coeficientes adimensionales que caracterizan dicho inyector. Para obtener los coeficientes adimensionales se utilizará información del trabajo de Payri *et al* [23]. En un chorro cualquiera, los flujos de masa y de momento (cantidad de movimiento) vienen dado por las siguientes expresiones, respectivamente:

$$\dot{m}_f = \int_{A_0} u * \rho * dA \quad (1.1)$$

$$\dot{M}_f = \int_{A_0} u^2 * \rho * dA \quad (1.2)$$

Donde  $\rho$  y  $u$  son la densidad y velocidad del fluido a la salida del orificio, y  $A_0$  es el área de este mismo segmento. Según algunos autores, se puede simplificar el modelo diciendo que el fluido se encuentra todo en fase líquida (con una densidad  $\rho_f$  a la salida) y que fluye sobre un área efectiva  $A_{eff}$ , con una velocidad efectiva uniforme  $u_{eff}$ . Esta simplificación se resume en la Figura 1.7.

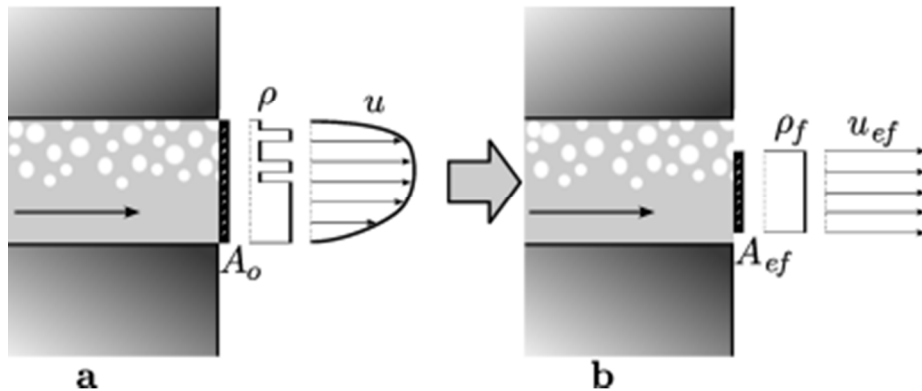


Figura 1.7 Modelo original (a), modelo simplificado (b) para la caracterización del flujo de salida a través de un orificio [23].

Si el flujo es continuo y constante, ambos valores efectivos deben permanecer constantes, entonces se puede decir que:

$$u_{ef} = \frac{\dot{M}_f}{\dot{m}_f} \quad (1.3)$$

El resultado anterior se puede también obtener del desarrollo de las ecuaciones (1.1) y (1.2). Por otro lado, aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada, que se encuentra a presión del rail, y la salida; y asumiendo que la velocidad de entrada es despreciable, se puede obtener la velocidad teórica ( $u_{th}$ ) en la sección de salida:

$$u_{th} = \sqrt{\frac{2 * \Delta p}{\rho_f}} \quad (1.4)$$

Con la velocidad teórica definida, y las simplificaciones de densidad y área hechas anteriormente, se puede obtener un flujo másico teórico. Esto nos permite obtener el primer parámetro adimensional, denominado coeficiente de descarga, que se obtiene dividiendo el flujo másico real entre el flujo másico teórico [24].

$$C_d = \frac{\dot{m}_f}{A_0 * \rho_f * u_{th}} \quad (1.5)$$

Por otro lado, se pueden definir otros dos parámetros adimensionales. El coeficiente de velocidad incluye las pérdidas relacionadas a velocidad, por lo que relaciona la velocidad real respecto a la velocidad teórica. El coeficiente de área incluye las pérdidas relacionadas a la contracción del fluido, cambios de densidad y los perfiles de velocidad no uniformes en el orificio de salida. Ambas definiciones de estos coeficientes fueron tomadas del trabajo de Payri *et al* en [23].

$$C_v = \frac{u_{eff}}{u_{th}} \quad (1.6)$$

$$C_a = \frac{A_{eff}}{A_0} \quad (1.7)$$

Por último, el coeficiente de descarga es un parámetro que toma en cuenta tanto las pérdidas por velocidad, como de sección efectiva en el orificio de salida. Por lo que se puede relacionar los coeficientes de velocidad y de área, y obtener una expresión alternativa para el coeficiente de descarga, que es coherente con la presentada en (1.5).

$$C_d = C_v * C_a \quad (1.8)$$

### 1.3.2 Caracterización macroscópica del chorro

La descripción macroscópica del chorro corresponde a su forma externa y su estructura. El esquema presentando en la Figura 1.7, muestra una estructura simplificada de un chorro típico Diesel, estructura dominada por un cono divergente de ángulo de apertura  $\theta$ , un frente de chorro ovalado, teniendo una penetración total que depende del tiempo  $s(t)$ . El chorro Diesel se suele representar con un eje de simetría, como muestra la figura, pero hay que tener en cuenta que en condiciones reales de inyección, el chorro no es simétrico.

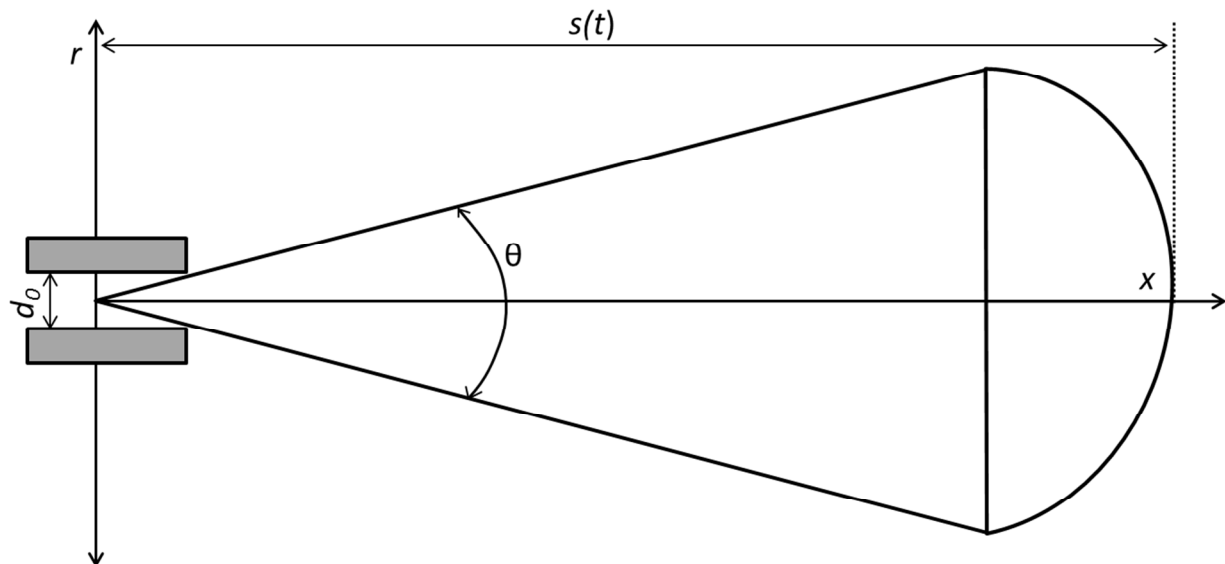


Figura 1.8 Estructura simplificada de un chorro Diesel [3].

La penetración instantánea,  $s(t)$ , se define como la distancia que existe entre el orificio de salida y la parte más alejada del chorro.

Existen dos factores que determinan la importancia de conocer la penetración del chorro. El primero es el choque del chorro contra las paredes de la cámara de combustión, cosa que ocurre cuando la penetración excede las dimensiones de la cámara. El segundo factor es que, el grado de

mezcla entre el gas de la cámara y el combustible, depende de la penetración, debido a que a mayor distancia ha viajado el chorro mayor tiempo ha tenido para mezclarse con el gas de la cámara.

Son varios autores los que han estudiado tanto experimental como teóricamente la penetración de los chorros atomizados, para poder estimar ecuaciones empíricas que permitan determinar la penetración para un cierto instante de tiempo, en función de variables como velocidad de salida del chorro, densidad del ambiente de la cámara, diámetro de la tobera del inyector, presión de inyección, entre otros.

La Tabla 1.1, presentada a continuación, resume algunas ecuaciones empíricas que relacionan la penetración en función de otras variables, tomando en cuenta las consideraciones hechas por los autores para obtener dicha ecuación.

Tabla 1.1 Resumen de ecuaciones empíricas para la penetración.

| Autor(es)             | Ecuación   | Consideraciones   |
|-----------------------|--|---|
| Dent                  | $S = 3,07 * \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{0,25} * d_0^{0,5} * \left(\frac{295}{T_a}\right)^{0,25} * t^{0,5}$ | Efectos de la temperatura través un término para la corrección de la densidad             |
| Desantes <i>et al</i> | $S = k * \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{0,25} * (t * d_0)^{0,5}$  | Ecuación de Dent pero el termino k toma en cuenta el ángulo de inyección.                 |
| Wakuri <i>et al</i>   | $S = 1,189 * C_d^{0,25} * \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{0,25} * \frac{d_0 * t^{0,5}}{\tan \frac{\theta}{2}}$ | Velocidad relativa entre gotas y aire es nula, y la transferencia de momento es completa. |

Donde  $\Delta P$  representa la diferencia de presión de inyección y de la cámara de combustión,  $T_a$  y  $\rho_a$  es la temperatura y densidad del gas en la cámara,  $d_0$  es el diámetro del orificio, y  $t$  es el tiempo transcurrido.

Todas las ecuaciones empíricas mostradas anteriormente, obtenidas por distintos autores con distintos experimentos, conllevan siempre a las mismas relaciones respecto a la penetración del chorro:

- Depende proporcionalmente a la presión de inyección, es decir mayor presiones de inyección logran una mayor penetración. Esto se debe a que una mayor presión de inyección se refleja en que el chorro posee mayor energía cinética al salir por el orificio, por lo tanto es capaz de recorrer una mayor distancia a medida que transfiere su energía al aire que lo ha englobado.
- Depende inversamente proporcional a la densidad del gas de la cámara, es decir mayor densidad del gas en la cámara logran una menor penetración. Esto se debe a que a mayor densidad en la cámara, existe una mayor resistencia al desplazamiento del chorro, y este pierde energía de manera más rápida, obteniendo así una menor penetración.
- Depende inversamente proporcional a la temperatura del gas en la cámara. Esto se debe a que a mayor temperatura en la cámara, las gotas que conforman el chorro se evaporan con mayor rapidez haciendo que el tamaño de las gotas sea menor, y estas tendrán menos inercia, por lo tanto la interacción aerodinámica las frena con mayor facilidad, resultando en una menor penetración. Aunque experimentalmente varios autores han notado este efecto, no es uno de los parámetros que afectan en mayor grado la penetración del chorro.

La caracterización para el ángulo de inyección no se presenta debido a que los estudios realizados no están determinados obtener el ángulo de inyección, ya que otros estudios previos han obtenido estas medidas. Sin embargo vale mencionar que diversos autores también han estudiado que parámetros afectan el valor del ángulo de inyección y, al igual que con la penetración, han buscado ecuaciones empíricas que definan su valor en función de estos parámetros, algunas de estas ecuaciones se pueden encontrar en [25] y [26].

## CAPÍTULO 2

### SISTEMAS DE INYECCIÓN *COMMON-RAIL* EN LOS MOTORES DIESEL.

#### 2.1 Introducción

El sistema de inyección es un conjunto de elementos que trabajan con el fin de inyectar el combustible en la cámara de combustión del motor Diesel. Pero el objetivo del sistema de inyección va más allá del simple hecho de inyectar combustible en la cámara de combustión, debido a que tiene hacerlo en el momento adecuado, inyectar la cantidad precisa de combustible y de una forma determinada que permita la atomización y mezcla del chorro líquido con el gas que se encuentre en la cámara.

Los fabricantes de motores Diesel han tenido que desarrollar constantemente nuevas tecnologías debido a múltiples razones:

- Crecientes restricciones legales en los niveles máximos de emisiones de contaminantes, tanto gaseosas como acústicas, que eran difíciles de alcanzar con sistemas de inyección tradicionales.
- Exigencia de mayor torque a bajo régimen, para obtener un mejor comportamiento y mejor manejabilidad del vehículo.
- Reducción del consumo de combustible y aceite.
- Reducción del peso y volumen del motor.

El sistema de inyección *common-rail* fue introducido en los vehículos de uso común por Bosch a mediados de los 1990 [27]. Su implementación permite controlar la presión de inyección desde los 150 hasta 1800 bar, y debido a que el sistema está controlado electrónicamente, se tiene control sobre el inicio de la inyección, la cantidad de combustible a inyectar y la tasa de inyección [28]. Estas nuevas variables de control permitieron tener nuevos parámetros para mejoras en cuanto a ruido, contaminación y el torque producido por el motor [28].

El instante en el que se produce la inyección viene determinado por el régimen y grado de carga del motor. Es decir, el inicio de la inyección debe variarse con el régimen para lograr la máxima presión en la cámara una vez que se haya alcanzado el punto muerto superior. La

cantidad de masa inyectada esta también relacionada con el grado de carga del motor, y por lo tanto, con el par disponible.

## 2.2 Descripción general de un sistema common-rail en un vehículo Diesel

El esquema general de un sistema de inyección *common-rail* con el nombre de cada componente se muestra en Figura 2.1, presentada a continuación.

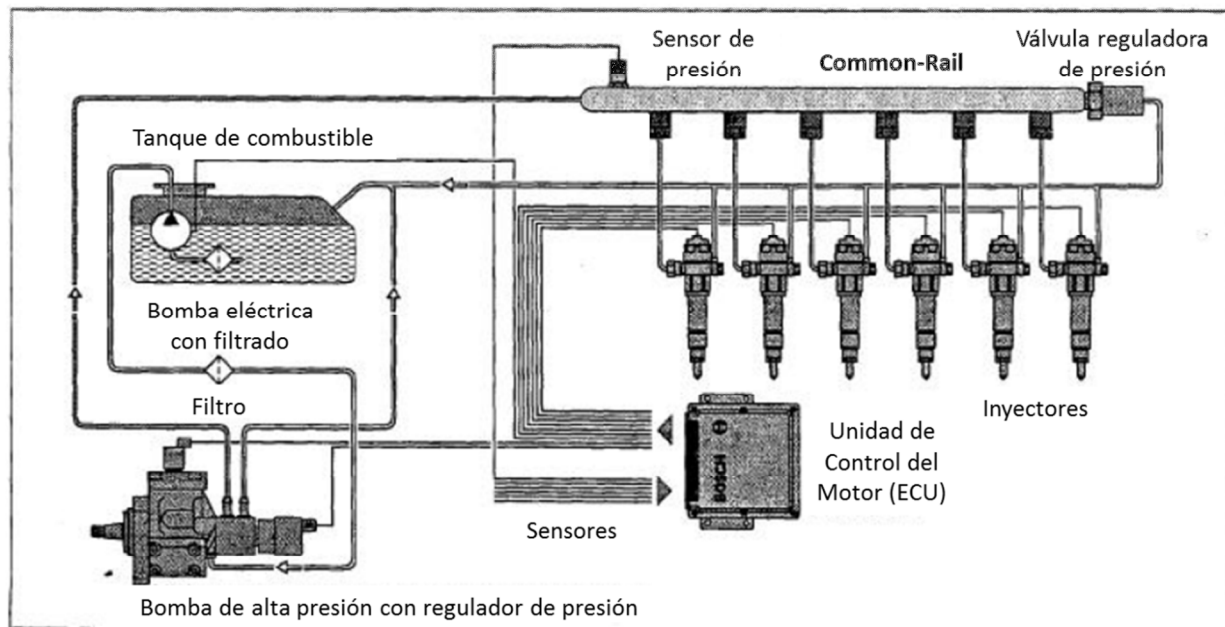


Figura 2.1 Esquema general de un sistema de inyección *common-rail* [29].

El combustible reposa en el tanque es pasado por una primera etapa de filtrado antes de ser impulsado por una bomba electro-sumergible de baja presión, la cual trabaja en un rango de 3 a 5 bar con un caudal aproximado a los 200 litros por hora. Luego de pasar por otra etapa de filtrado, el combustible termina el ciclo de baja presión y llega a la siguiente bomba, entrando en el ciclo de alta presión. Esta bomba es propulsada por el motor de combustión interna Diesel por medio de un sistema de correas y esta consta de un regulador de presión, para poder trabajar a una presión de inyección constante. Luego, el combustible es enviado al *rail*, el nombre de *common-rail* y proviene del inglés y significa riel común, esto es debido a que los inyectores tienen un solo depósito de combustible (el *rail*) que les provee de combustible cuando lo necesiten. El *rail* consta de una válvula reguladora de presión debido a que la cantidad de combustible que entra es mayor que la que sale a través de los inyectores hacia la cámara de combustión, por lo tanto ésta

funciona como una válvula de drenaje para mantener una presión constante dentro del *rail*, el combustible que sale es devuelto al depósito.

Por otro lado, la Unidad de Control del Motor (ECU por sus siglas en inglés *Engine Control Unit*) es la que controla directamente los inyectores. Estos tienen siempre un suministro constante de combustible, como fue mencionado anteriormente, pero la ECU es que determina cuando estos realmente inyectan y la duración de la inyección del combustible hacia la cámara de combustión. Para esto, la ECU recibe información de diferentes sensores del vehículo, como por ejemplo régimen de carga, presión de inyección, temperatura ambiental, entre otros; compara la información con valores de consigna, y genera las señales como pulsos de voltaje que hacen que los inyectores actúen.

Debido a que en el trabajo experimental presentado en este documento no se cuenta con un todos los sensores necesarios para la ECU, se realizaron ciertas modificaciones que permiten mandarle información no existente a la computadora que simula los datos de los sensores que no existen. Por lo que de cierta manera, se busca reproducir las condiciones reales de trabajo de la ECU durante la conducción de un vehículo, pero en la sala de ensayos. Todo esto para poder generar el pulso eléctrico que permite funcionar al inyector.

### **2.3 Inyectores**

Desde la aparición de los primeros sistemas Diesel en 1897 [1], la evolución de los inyectores ha sido una de las claves para aumentar el rendimiento y satisfacer las normativas en cuanto a emisiones y ruido. Los inyectores han sufrido grandes cambios no solo en cuanto a geometría, pero también, gracias a los avances en sistemas de control electrónicos, se han desarrollado nuevas tecnologías de inyección que permiten aumentar su eficiencia, disminuir el consumo de combustible y la contaminación ambiental [3]. Incluso los estudios han ido más allá del diseño de los inyectores, y se ha podido comprobar que cambiando la estrategia de inyección, se pueden obtener mejoras significativas para lograr los objetivos mencionados anteriormente [27].

La información presentada a continuación, sobre los distintos tipos de inyectores Diesel, fue extraída del trabajo presentado por Plazas Torres en [30].



### 2.3.1 Inyectores de Solenoide

Este tipo de inyector fue uno de los primeros introducidos que requería un control electrónico. Un esquema externo e interno de estos se muestra a continuación, en la Figura 2.2 y Figura 2.3 respectivamente.

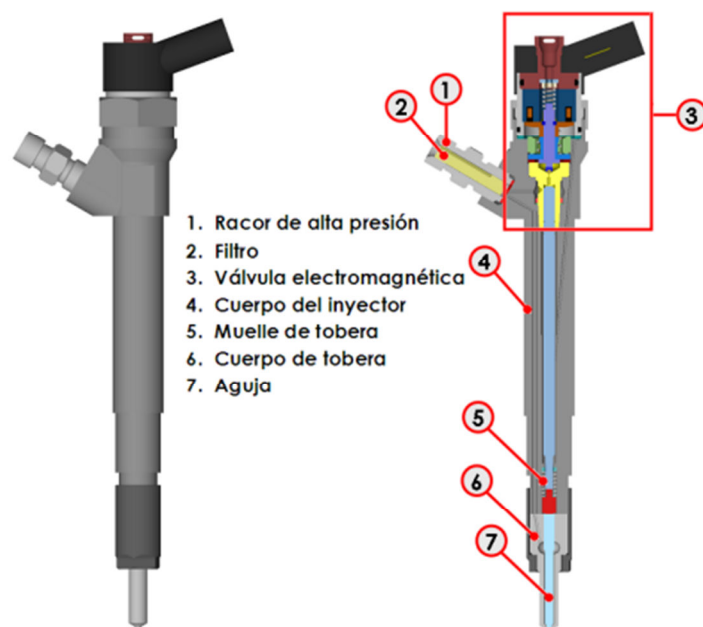


Figura 2.2 Esquema externo de un inyector tipo solenoide [30].

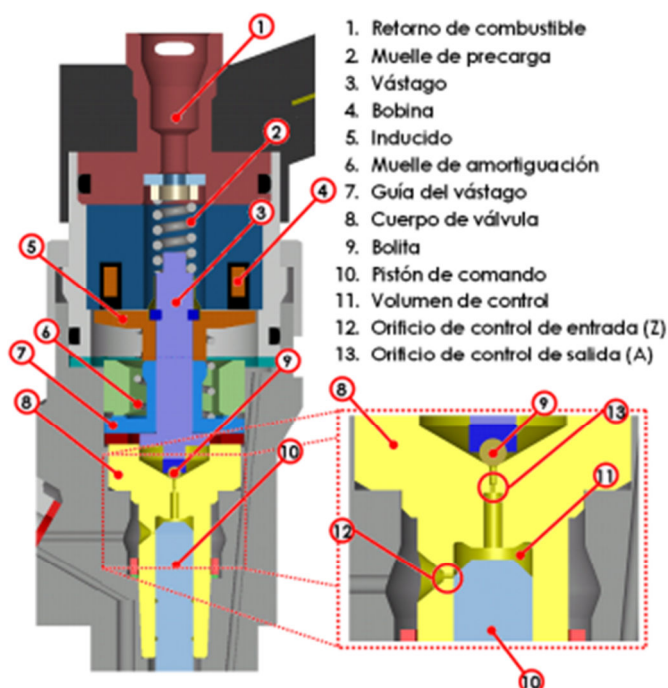


Figura 2.3 Esquema interno (3) de un inyector tipo solenoide [30].

En el momento que la ECU manda el pulso de voltaje hacia el inyector, este hace que el solenoide logre vencer la fuerza del muelle (resorte) de precarga, por lo que la bolita se eleva. Esto hace que la presión en el volumen de control sea menor que en la base de la aguja, debido a que el orificio que alimenta el volumen de control es muy pequeño y el caudal de entrada es menor que el caudal de salida de combustible a través del orificio dejado por la bolita, el cual sale del inyector a través del conducto mostrado como (1) en la Figura 2.3. Debido a que la aguja tiene unos ángulos planos donde la presión puede actuar, existe una diferencia de presión entre la cámara inferior y el volumen de control, por lo que la aguja se levanta dejando pasar combustible. En el momento en que el solenoide deja de recibir el pulso de la ECU, la bolita vuelve a su lugar inicial, debido al muelle, sellando el orificio de salida del volumen de control, por lo que la diferencia de presiones se vuelve cero, y la diferencia de áreas entre el volumen de control y la aguja empuja el sistema hacia abajo, haciendo que la aguja se cierre. Un esquema del funcionamiento también se puede observar en la Figura 2.4, presentada a continuación.

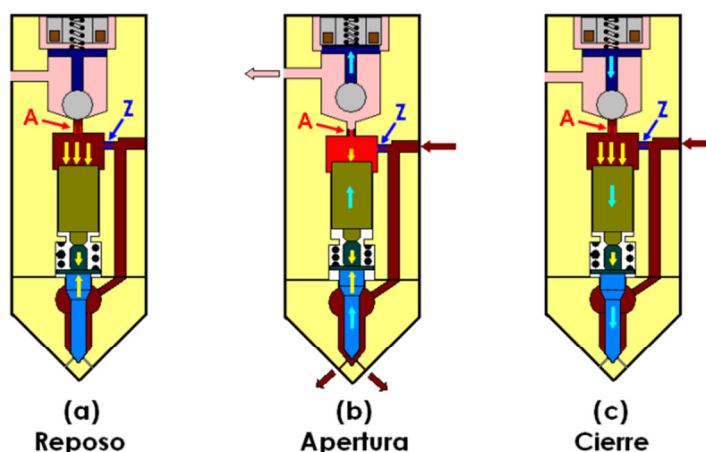


Figura 2.4 Esquema del funcionamiento de un inyector tipo solenoide [30].

Este tipo de inyectores tiene como ventaja principal que el sistema es bastante simple y admite presiones de inyección altas. El sistema es una combinación electro-mecánica, aunque el fenómeno de la inyección ocurre por el accionamiento mecánico del sistema.

### 2.3.2 Inyectores piezo-eléctricos hidráulicos

La piezoelectricidad, es un fenómeno que ocurre en ciertos cristales, que al ser sometidos a ciertas tensiones mecánicas y deformarse, estos producen una carga eléctrica. El fenómeno se puede también observar en el sentido inverso, al aplicarles una carga eléctrica sobre el cristal,

estos se deformarán [31]. Debido a esta segunda característica, los cristales piezo-eléctricos son utilizados en los inyectores de última generación. La idea es utilizar la deformación del cristal para controlar el volumen de control.

Los inyectores de cristal piezoeléctrico constan de una principal, pero a la vez muy importante ventaja sobre los inyectores de tipo solenoide: los tiempos de respuesta son mucho más rápidos, y la velocidad de apertura del inyector es menor, más información referente a las ventajas principales se puede encontrar en el trabajo de Plazas Torres [30].

Los inyectores piezoeléctricos aparecen en los vehículos Diesel a partir de alrededor del 2003. Los primeros modelos comerciales constan de un sistema hidráulico entre el cristal piezoeléctrico y la aguja, que tiene como función amplificar el desplazamiento del cristal y a su vez alejarlo del calor que se produce en la cámara de combustión. Un esquema de este tipo de inyectores se puede observar en la Figura 2.5, presentada a continuación.

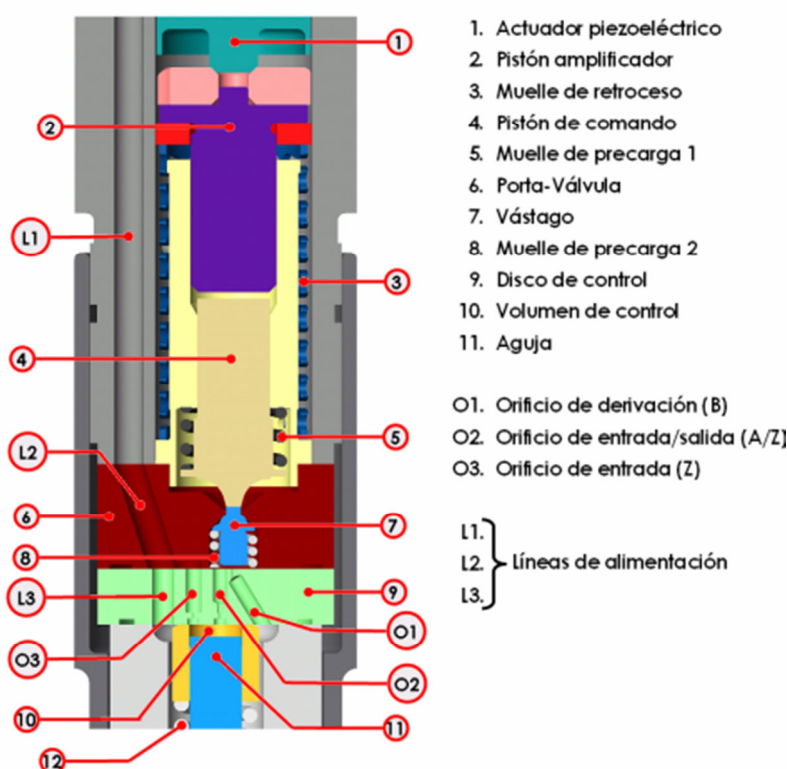


Figura 2.5 Esquema de un inyector piezoeléctrico hidráulico [30].

El principio de funcionamiento del inyector es el mismo, disminuir la presión de un volumen de control y, debido a una diferencia de presiones, la aguja del inyector se abre y el combustible sale disparado hacia la cámara de combustión. La manera como logra disminuir la presión del

volumen de control es distinta, más detalle de esto se puede encontrar en el trabajo de Plazas Torres [30].

### 2.3.3 Inyectores piezoeléctricos de actuación directa

Debido a que estos inyectores todavía se encuentran en desarrollo, mucha información que se maneja de ellos es confidencial, por lo tanto el esquema de funcionamiento que se presenta a continuación es genérico, y no específico para el inyector utilizado. El esquema es presentado en la Figura 2.6.

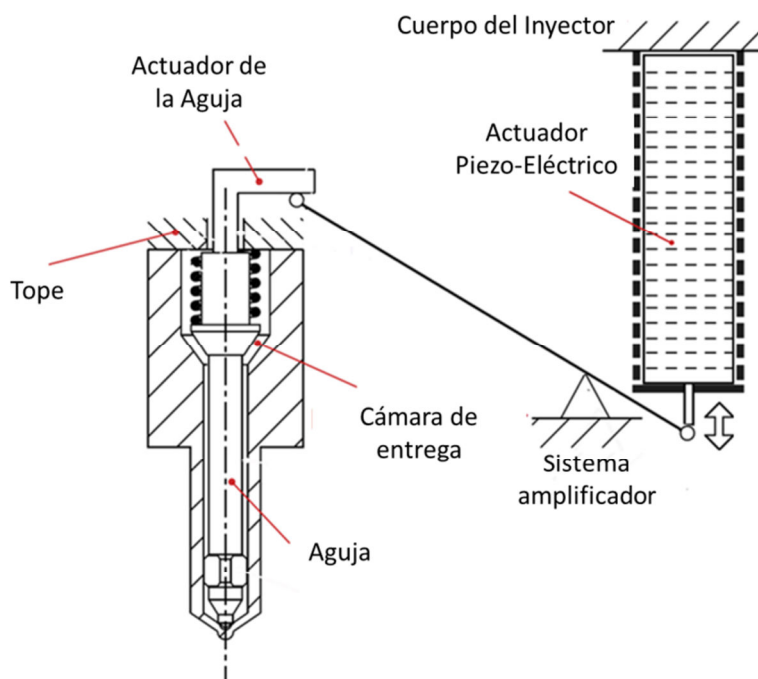


Figura 2.6 Esquema de un inyector piezo-eléctrico de actuación directa.

El principio de funcionamiento es relativamente sencillo. Se le aplica una carga (voltaje) al cristal piezo-eléctrico, este se expande, y dicha expansión se traduce en un levantamiento de la aguja del inyector. Debido a que las deformaciones que se obtienen al estimular el cristal piezo-eléctrico son pequeñas, debe existir un sistema amplificador (ver Figura 2.6) que permita incrementar el desplazamiento del piezo para que este se vea reflejado como un movimiento relevante en la aguja. Vale agregar que, debido a que el sistema de amplificación es mecánico, los tiempos de respuestas del inyector son aún menores que los de un inyector piezoeléctrico hidráulico.

Una de las grandes ventajas de este tipo de inyector, proviene del hecho de que el levantamiento de la aguja está directamente relacionado con la carga que se le aplique al cristal piezo-eléctrico, y que a su vez la posición de la aguja afecta directamente a la tasa de inyección, pudiendo controlar dicha tasa simplemente variando la carga que se aplique. Para poder observar este fenómeno se realizó un ensayo para medir la tasa de inyección, a tres presiones de inyección distintas, variando progresivamente la carga aplicada al inyector, los resultados obtenidos se presentan en la Figura 2.7 (debido a que esta información es confidencial, el voltaje se encuentra representado en una escala porcentual donde 100% representa un voltaje alto). Detalles sobre la configuración de los ensayos para la medición de la tasa y como funciona el dispositivo, se pueden consultar los trabajos de Payri *et al* [32] y Bosch [33], respectivamente.

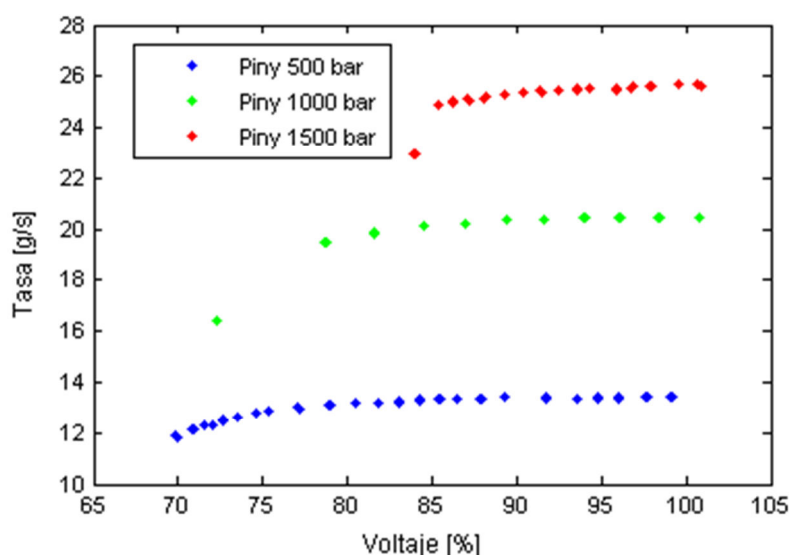


Figura 2.7 Variación de la tasa de inyección respecto al voltaje aplicado sobre el inyector.

De la figura se puede observar claramente como el voltaje afecta la tasa de inyección del inyector. A partir de cierto voltaje, para una presión de inyección, la tasa empieza a colapsar, este fenómeno se explica brevemente en la sección de resultados del Capítulo 4, pero se han realizado estudios más profundos sobre el tema, como el presentado por Payri *et al* [23].

Se ha podido determinar que cambiando la estrategia de inyección se puede lograr efectos muy positivos. Con de múltiples inyecciones pre y post a la inyección principal, se puede reducir el ruido y la contaminación ambiental [27], como es mostrado en la Figura 2.8, presentada a continuación.

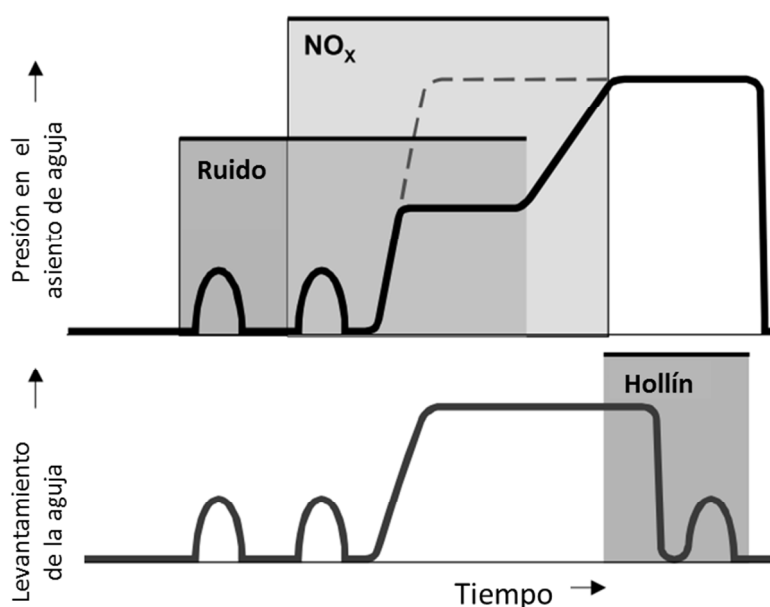


Figura 2.8 Efecto de las nuevas estrategias de inyección [27].

Estudios como el de [34], han logrado demostrar que en los instantes cercanos a la apertura y cierre de la aguja, se forman gotas de combustible de un tamaño considerado debido a la mala atomización por las velocidades de inyección bajas. Esto daña en parte los efectos que se buscan con las estrategias de inyección mostradas anteriormente, por lo que la ventaja del inyector piezoeléctrico de actuación directa presentado es que las inyecciones pre y post a la inyección principal, se pueden combinar todas y moldear en una sola inyección larga de tasa variable. Por lo que el hecho que se pueda controlar la tasa de inyección simplemente variando la carga sobre el inyector es un hecho bastante novedoso. Se hicieron estudios de tasa para poder observar el comportamiento de este inyector en otras estrategias de inyección, los resultados son brevemente presentados en el apéndice A.

En el trabajo presentado en este documento, se trabajó con un inyector de actuación directa piezoeléctrico de actuación directa de Continental.

## CAPÍTULO 3

### INSTALACIÓN DE ALTA PRESIÓN Y ALTA TEMPERATURA (IAPAT)

#### 3.1 Introducción

La IAPAT, como su nombre lo indica, es una instalación de alta presión y temperatura que se encuentra en el centro de investigación de CMT-Motores Térmicos. La instalación se emplea para estudios de la inyección diesel en campo abierto, logrando simular condiciones reales de una cámara de combustión de un motor Diesel real, pero teniendo un campo de visión considerablemente grande.

Las características principales son las siguientes:

1. Presión máxima admisible en la cámara de 150 bar (15 MPa).
2. Temperatura máxima admisible en la cámara de 1000K.
3. Tres ventanas de visualización con un diámetro de 128 mm.
4. Diámetro interno de la cámara es de 200 mm.



Figura 3.1 IAPAT.

### 3.2 Esquema General

A continuación se presenta un esquema general de todos los elementos que componen la IAPAT:

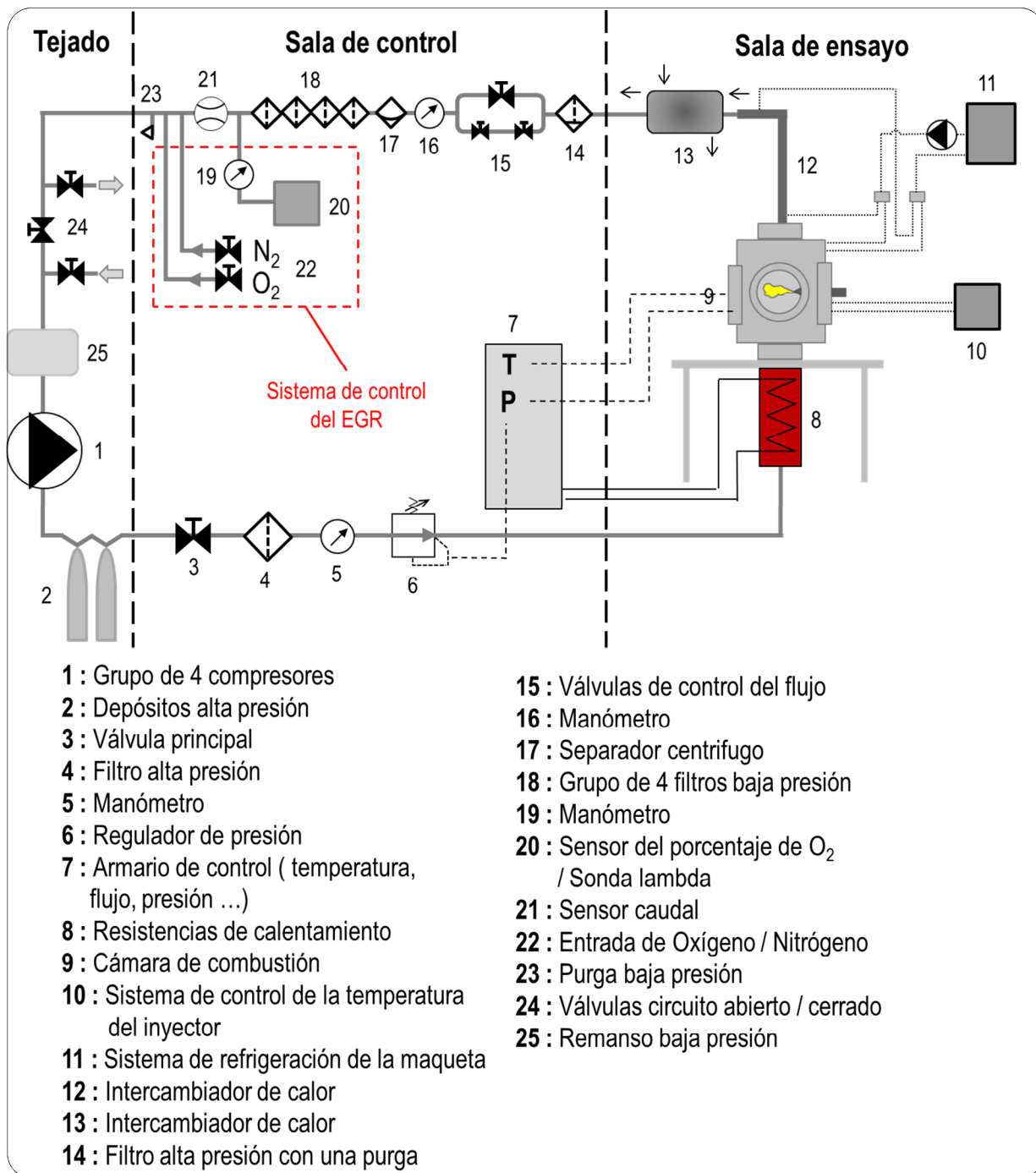


Figura 3.2 Esquema de la IAPAT.



Del esquema mostrado en laFigura 3.2, se pueden observar los diversos elementos que componen la instalación. Dos grupos de compresor formados por dos compresores cada uno (1), son los responsables de suministrar hasta 150 bar de presión para la cámara de combustión, con un flujo continuo de hasta 80 m<sup>3</sup>/h. La presión de la cámara (también denominada contrapresión), es controlada automáticamente por el sistema de control PLC de Siemens (7) mostrado en el esquema. Sin embargo, el flujo del circuito es regulado manualmente por el usuario (15).

Para obtener la temperatura de ensayo deseada se tiene un sistema de resistencias, mostradas en rojo en laFigura 3.2. Consta de dos resistencias en serie de 15 KW (8) y una pequeña ya en el interior de la instalación de alrededor de 5KW (no visible debido a que se encuentra dentro de la maqueta). Las dos resistencias principales hacen la mayor parte del trabajo y son controladas por el mismo sistema de control PLC de Siemens, la resistencia menor (llamada hornillo) es utilizada para mantener la temperatura dentro de la instalación lo más constante posible, es controlada por el usuario. El sistema de control utiliza un sensor de presión de cámara, uno de temperatura en cámara y otro de flujo como entrada para regular tanto la temperatura como la presión de ensayo.

La instalación también cuenta con un sistema de intercambiadores de calor luego de la zona de ensayos (12 y 13). Esta es utilizada para bajar la temperatura del gas de salida del ensayo debido a que puede encontrarse a muy altas temperaturas, incluso en el caso de ser aire el gas utilizado, se lleva a temperatura ambiental antes de ser devuelto a la atmósfera.

### **3.3 Elementos que integran la instalación**

A continuación se describirán los elementos ajenos a la sala de ensayos que permiten el buen funcionamiento de la instalación y obtener condiciones de ensayo estables. Parte de estos elementos son propios de la IAPAT, mientras que otros se pueden utilizar con otros equipos de ensayos y son intercambiables entre ellos. Todos los elementos que se describirán a continuación se encuentran en el diagrama presentado en laFigura 3.2.

### 3.3.1 Sistema de refrigeración de la cámara de ensayos

Es un elemento propio de la IAPAT. La instalación es capaz de alcanzar temperaturas de 1000K, por lo que necesita un sistema de refrigeración (11) que enfríe los elementos críticos (tóricas o sellos) de la cámara de ensayos.

Para controlar las elevadas temperaturas, la instalación cuenta con 4 circuitos donde circula fluido refrigerante, una mezcla de alcohol y agua denominada Glicol, proveniente de dos máquinas frigoríficas, que consiguen poner la temperatura del refrigerante a alrededor de 286K. El sistema utiliza una bomba electro-hidráulica de baja presión que trabaja en el rango de los 4,5 bar (0,45 MPa), con un caudal aproximado de  $0,000267 \text{ m}^3/\text{s}$ .

La cámara de ensayos también cuenta con otros sistemas que previenen el aumento de la temperatura de partes críticas, como material aislante que impide el paso de calor entre el centro de la cámara, donde ocurre la combustión, hacia las paredes externas de la carcasa.

La Figura 3.3 muestra un esquema del sistema de refrigeración de la cámara de ensayos, con sus componentes principales.

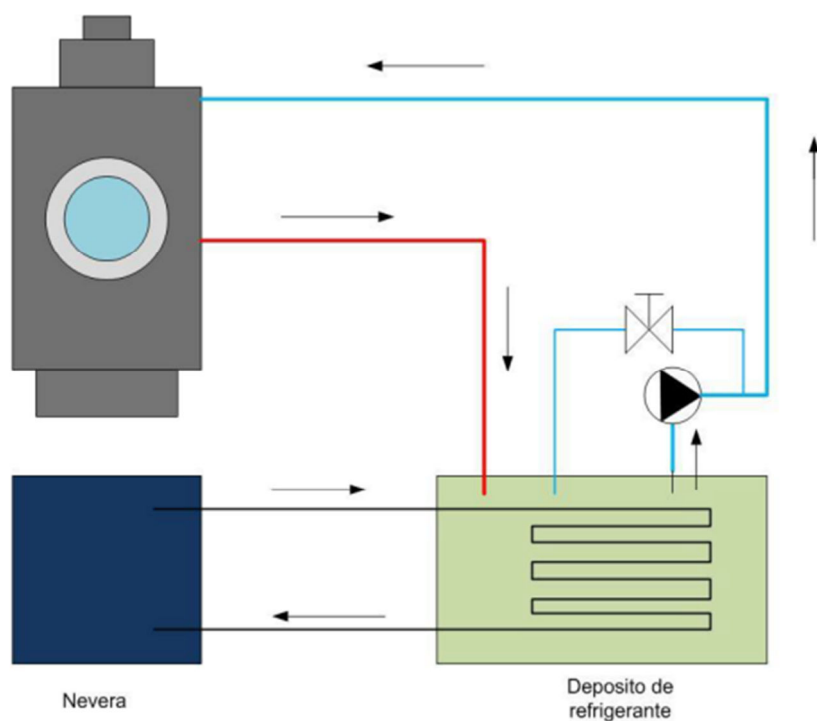


Figura 3.3 Esquema del sistema de refrigeración de la cámara de ensayos.

### 3.3.2 Control de temperatura del inyector

El inyector se encuentra sustentado por un porta-inyector, el cual en su interior tiene una serie de conductos por donde, conectado a un sistema externo a la cámara de ensayos, es capaz de controlar la temperatura de la mayor parte del inyector (10). Debido a que la punta del inyector se encuentra dentro de la cámara de ensayos, esta si puede alcanzar temperaturas elevadas, que por el efecto de conducción pueden elevar la temperatura de otros elementos del inyector, pero este sistema ha logrado minimizar este efecto.

El control se comanda desde un PID, donde el usuario introduce la temperatura deseada y luego el equipo automáticamente alcanza dicha temperatura. Éste sistema de control permite variar la temperatura del porta-inyector entre 343K-293K, debido a que cuenta con una resistencia eléctrica, para calentar el fluido refrigerante en caso de necesitar una temperatura elevada, o un intercambiador de calor que se conecta a una red de refrigeración del centro, en caso de necesitar enfriar el refrigerante. El desplazamiento del fluido se hace a través de una bomba hidráulica, y todos los elementos del sistema de control de temperatura se encuentran en una misma base móvil, lo que hace que el sistema sea fácilmente transportable.

### 3.3.3 Equipo de inyección

Esta encargado de administrarle el combustible a la presión deseada por el usuario al inyector. El sistema de inyección consta de los siguientes elementos:

- Bomba de alta presión, manejada por un motor eléctrico que simula el régimen de giro de un motor de combustión Diesel verdadero.
- Rail, donde se acumula toda la presión enviada por la bomba, y éste se la envía al inyector a través de una conexión de alta presión.
- Intercambiador de calor, para enfriar el combustible que retorna a través del inyector cuando éste se cierra, antes de devolverlo al depósito.
- Filtro, para limpiar o remover cualquier partícula no deseada que se encuentre en el combustible.

La presión es regulada por medio de un sistema de control PID, en el cual el usuario pone como entrada la presión deseada y el sistema automáticamente alcanza este valor. El equipo de

inyección se encuentra todo acoplado a una base móvil, al igual que el de control de temperatura del inyector, lo cual permite que este sea fácilmente transportable.

### **3.4 Configuraciones de la IAPAT**

La instalación permite desarrollar tres tipos de ensayos: inertes, reactivos y con recirculación. Debido a esto consta de distintas configuraciones que serán explicadas a continuación.

#### **3.4.1 Configuración circuito abierto**

Es la configuración más sencilla de la IAPAT. Ajustando el sistema de válvulas de la instalación (24) es posible usar el aire a condiciones ambientales como gas de ensayo, de manera que el circuito es abierto debido a que el aire luego de pasar por todo el ciclo mostrado en el diagrama anterior, es devuelto a la atmósfera.

Esta configuración permite ensayos de combustión, debido a que el aire contiene concentraciones de oxígeno (alrededor de 21%) que permiten que se dé el fenómeno. Para poder saber la concentración de oxígeno exacta se tiene un medidor de concentración Horiba (20).

#### **3.4.2 Configuración para ensayos inertes**

En un ensayo inerte no se combustiona la mezcla. Para poder alcanzar condiciones que simulen la combustión pero sin que ésta ocurra, se utiliza 100% nitrógeno como gas de ensayo, debido a que este es un gas inerte.

Para los ensayos inertes, se utiliza un ciclo cerrado para recircular el nitrógeno. Para esto se juega con el sistema de válvulas disponibles que permiten cerrar el ciclo. Una vez que el nitrógeno pasa por el sistema de compresión, válvula reguladora de flujo, resistencias, zona de ensayo y los intercambiadores a la salida, se pasa por un sistema de filtrado que permite remover las partículas de combustible que se encuentren con el gas.

Para poder asegurar que el sistema se encuentra compuesto de 100% nitrógeno, se verifica que el medidor marque concentración 0% de oxígeno. De resto la configuración es similar a la del circuito abierto.

### 3.4.3 Configuración para ensayos con recirculación

Otra configuración posible para la IAPAT es simular condiciones de recirculación de gases del escape (siglas EGR en inglés por Exhaust Gases Recirculation).

En los carros de uso cotidiano, la técnica de recirculación es utilizada para disminuir las emisiones de los óxidos de nitrógeno. Parte de los gases de escape son recirculados hacia la admisión, lo que disminuye la concentración de oxígeno en la admisión.

Este efecto se puede simular en la IAPAT fijando una concentración de oxígeno deseada. Para esto se utiliza una configuración similar a la de ensayos inertes, es decir un circuito cerrado, en el que ahora no solo se utiliza nitrógeno sino que ajustando el sistema de válvulas se puede introducir la cantidad de oxígeno deseado, manteniendo la válvula conectada a la atmósfera cerrada.

Para conseguir la concentración de oxígeno deseada, inicialmente se llena el sistema con nitrógeno al 100%, luego se empieza introducir oxígeno hasta tener la concentración deseada, medida igual que para las configuraciones anteriores.

## CAPÍTULO 4

### VISUALIZACIÓN DEL CHORRO EN FASE VAPOR Y NO REACTIVA EN UNA INSTALACIÓN DE ALTA PRESIÓN Y TEMPERATURA.

#### 4.1 Introducción

El proceso de inyección toma un rol determinante en el funcionamiento global de los motores diesel de actuación directa [35] [36] [37]. Esta razón ha llevado a la realización de diversos estudios de este proceso, como también el desarrollo de modelos numéricos que se basan en fundamentos teóricos o data obtenida de manera experimental [36]. Incluso no solo la importancia de la inyección ha sido el único factor determinante, sino también la reducción del consumo de combustible y de las emisiones contaminantes a la atmosfera. Todos estos factores sumados han resultado en el desarrollo de nuevas tecnologías de inyección.

El estudio de todo el proceso de combustión Diesel mediante técnicas de visualización, en conjunto con otros métodos experimentales, ha servido durante años al desarrollo de los motores de combustión interna alternativos [3]. Las técnicas visuales permiten mejorar la comprensión de los complejos fenómenos físico-químicos involucrados en el proceso de combustión: inyección de combustible, formación de mezcla, entre otros. La información obtenida de estos experimentos sirve, entre otras cosas, para el desarrollo de modelos numéricos y cálculos de mecánica de fluidos computacional (CFD), que permiten predecir y analizar los procesos involucrados más allá de las limitaciones de las instalaciones experimentales, y estimar magnitudes no accesibles desde ese punto de vista [9].

El avance tecnológico en diversos campos, como la óptica, electrónica e informática, han hecho posible el desarrollo de las técnicas de visualización del chorro que se ven actualmente. Existen equipos capaces de medir parámetros físicos locales en el fluido de manera precisa, mediante el registro de señales luminosas que pueden ser traducidas en imágenes. Por lo que durante el proceso de visualización se produce un gran número de imágenes digitales de los diferentes estados del chorro y el proceso de combustión. Por lo tanto es necesario, para poder analizar de forma conveniente esta cantidad de información, el uso de sistemas informáticos de procesamiento automático [9]. De este procesamiento automático de las imágenes es de donde se obtiene

la información buscada, que dependiendo de la técnica óptica utilizada, puede ser penetración del chorro, longitud líquida, campo de velocidades, temperatura, entre otras variables.

La visualización del proceso de inyección se lleva a cabo en un entorno experimental que simula la atmosfera dentro de una cámara de combustión, es decir, reproduce condiciones de densidad, presión y temperatura de un motor real. Para estudiar por separado los procesos físicos de los químicos, se suele recurrir al estudio de inyección en atmósferas inertes (comúnmente 100% nitrógeno), para observar el proceso de mezcla, y controlando la temperatura del gas se pueden dar condiciones evaporativas y no evaporativas. De lo contrario se obtienen condiciones reactivas, por lo que se puede visualizar el autoencendido, formación de la llama y el desarrollo de la difusión.

Dentro del estudio no reactivo del chorro, el combustible se observa en dos fases distintas, una fase líquida y una fase vapor. El estudio de cada fase se beneficia del hecho que las propiedades de los líquidos y los vapores son muy distintas, por lo que se han podido desarrollar métodos especializados para estudiar cada una de las fases por separado.

Para la visualización del chorro en fase líquida, las técnicas que permiten profundizar el conocimiento de la formación del chorro son basadas en la teoría de Lorenz Mie de la dispersión de luz por pequeñas partículas [38]. Existen diversas técnicas que se dividen según el tipo de fuente lumínica utilizada, y según la interacción de la radiación sea con gotas de combustible líquido o con moléculas de combustible evaporado [9].

Para la visualización del chorro en fase vapor, las técnicas de Schlieren y Shadowgraphy se encuentran entre los métodos clásicos de visualización más usados en el estudio de mecánica de fluidos [9], debido a la simplicidad de la configuración óptica y los altos niveles de sensibilidad que se pueden alcanzar. Para el presente ensayo la técnica de Schlieren fue utilizada, debido a que se obtienen una sensibilidad más alta y una mejor precisión durante todo el proceso de inyección.

#### **4.1.1 Plan de Ensayo**

Debido a que el objetivo principal del presente trabajo es entender el efecto que tiene el levantamiento parcial de la aguja del inyector sobre las características macroscópicas del chorro,

tanto teórica como experimentalmente, se definió el siguiente plan de ensayo con 5 repeticiones por condición:

Tabla 4.1 Plan de Ensayos.

| Nro | Temperatura en Cámara [K] | Densidad [kg/m <sup>3</sup> ] | Presión en Cámara [MPa] | Presión de Inyección [MPa] | Carga de Inyector [%] |
|-----|---------------------------|-------------------------------|-------------------------|----------------------------|-----------------------|
| 1   | 870                       | 19,2                          | 5                       | 60                         | Alta                  |
| 2   | 870                       | 19,2                          | 5                       | 60                         | Media                 |
| 3   | 870                       | 19,2                          | 5                       | 60                         | Baja                  |
| 4   | 870                       | 19,2                          | 5                       | 150                        | Alta                  |
| 5   | 870                       | 19,2                          | 5                       | 150                        | Media                 |
| 6   | 870                       | 19,2                          | 5                       | 150                        | Baja                  |
| 7   | 950                       | 17,5                          | 5                       | 60                         | Alta                  |
| 8   | 950                       | 17,5                          | 5                       | 60                         | Media                 |
| 9   | 950                       | 17,5                          | 5                       | 60                         | Baja                  |
| 10  | 950                       | 17,5                          | 5                       | 150                        | Alta                  |
| 11  | 950                       | 17,5                          | 5                       | 150                        | Media                 |
| 12  | 950                       | 17,5                          | 5                       | 150                        | Baja                  |

El plan de ensayos descrito anteriormente permite estudiar el comportamiento del inyector a dos temperaturas y a dos presiones de inyección a tres cargas distintas.

## 4.2 Principios del efecto Schlieren

El efecto Schlieren lo observó por primera vez Robert Hooke en 1665 con una gran lente convexa y dos velas [39]. Una vela sirvió como fuente de luz, la otra producía el aire caliente que ascendía, lo cual el científico pudo notar con su experimento, como es mostrado en la Figura 4.1. El sistema de Schlieren convencional se le atribuye al físico alemán August Toepler [40], fue diseñado para detectar el efecto en el vidrio utilizado para hacer las gafas y otras lentes, la palabra Schlieren proviene del alemán y significa vidrio no homogéneo.



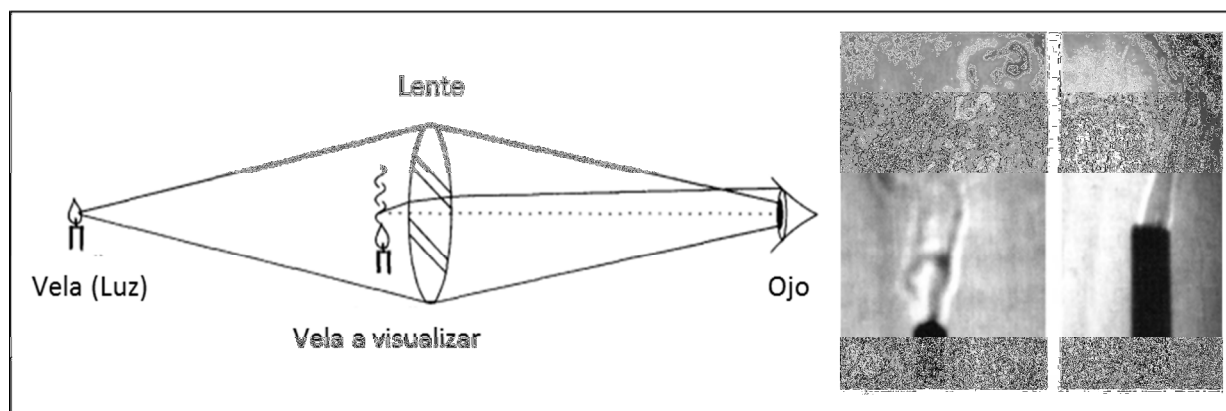


Figura 4.1 Arreglo óptico básico de la primera visualización del efecto Schlieren (izquierda), imágenes obtenidas (derecha) [41].

El científico Hubert Schardin describe que “el principio básico de la técnica de Schlieren es la combinación de la proyección óptica de un objeto con una indicación de su desviación de la luz”.

La información referente a la explicación del principio Schlieren fue obtenida del libro “*Schlieren and Shadowgraph Techniques*” por G.S. Settles presentado en [41].

La luz se propaga uniformemente en medios homogéneos, por ejemplo en el espacio. Cuando el medio no es homogéneo, el índice de refracción de la luz que interactúa con el medio cambia dependiendo de la densidad de la partícula con la que se encuentre el haz de luz. Para el aire u otros gases, hay una simple relación lineal entre el índice de refracción ( $n$ ) y la densidad del gas ( $\rho_a$ ):

$$n - 1 = k_{GD} * \rho_a \quad (4.1)$$

El coeficiente de Gladstone-Dale,  $k$ , es alrededor de  $0.23 \text{ cm}^3/\text{g}$  para aire a condiciones estándar. Para otros gases puede variar entre valores de 0,1 a 1,5. Sin embargo, el índice de refracción para los gases comunes solo varía en órdenes del tercer o cuarto de decimal. Por ejemplo para el aire, a  $0^\circ\text{C}$  y 1 bar de presión el índice de refracción es  $n = 1.000292$  mientras que el del Helio, cuando se ilumina por la luz de la línea espectral de sodio-D, es de  $n = 1.000035$ .

Por lo tanto de la ecuación (4.1), se puede observar que la variación en la densidad afecta el índice de refracción realmente poco. Un cambio en la densidad de dos órdenes de magnitud

resulta en una variación del índice de refracción de solo el 3%. Debido a este hecho, para poder percibir cambios de índice de refracción de órdenes de magnitud tan bajos, es necesario tener un sistema óptico de alta sensibilidad.

El índice de refractividad ( $n-1$ ), observado en la ecuación (4.1), depende de la composición del gas, temperatura y densidad, y la longitud de onda de la iluminación. En muchos casos la temperatura, densidad y presión de los gases a condiciones no lejanas de las atmosféricas están descritas por la ecuación de estado de gas ideal, donde  $R$  es la constante específica del gas,  $P_a$  la presión,  $\rho_a$  la densidad y  $T_a$  la temperatura.

$$\frac{P_a}{\rho_a} = R * T_a \quad (4.2)$$

Debido a que dentro de la cámara de combustión se alcanzan condiciones lejanas a las atmosféricas (altas presiones y temperaturas), la ecuación de gas ideal conlleva a obtener un error para el cálculo de la densidad del gas, por lo tanto el centro de investigación CMT-Motores Térmicos utiliza la ecuación de estado de Peng-Robinson, presentada por Ding-Yu Peng y Donald Robinson en [42].

El principio del fenómeno Schlieren se basa en proyectar un haz de luz paralelo a la atmósfera donde se encuentra el chorro de combustible, debido a que el gas mezclado tiene una diferencia de densidad, el haz de luz que lo atraviesa va a ser desviado, luego todos esos haces de luz (desviados y no desviados) se hacen converger a un punto exacto donde se coloca un filtro, por donde solo pasarán los haces no desviados, por lo tanto los desviados se verán en la cámara como sombras, un ejemplo del principio se muestra en la Figura 4.2.

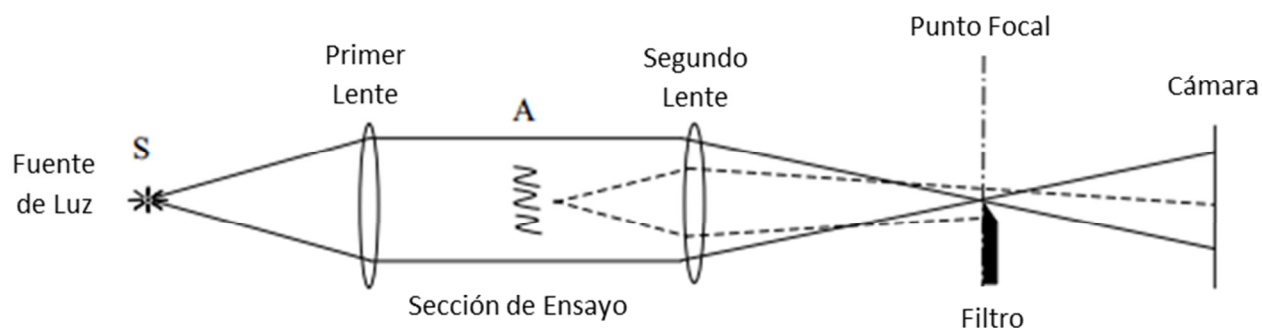


Figura 4.2 Principio del fenómeno de Schlieren [41].

### 4.3 Arreglo óptico utilizado

Para la realización de los ensayos a realizar en este proyecto, se ha utilizado un arreglo óptico de doble paso como se observa en la Figura 4.3.

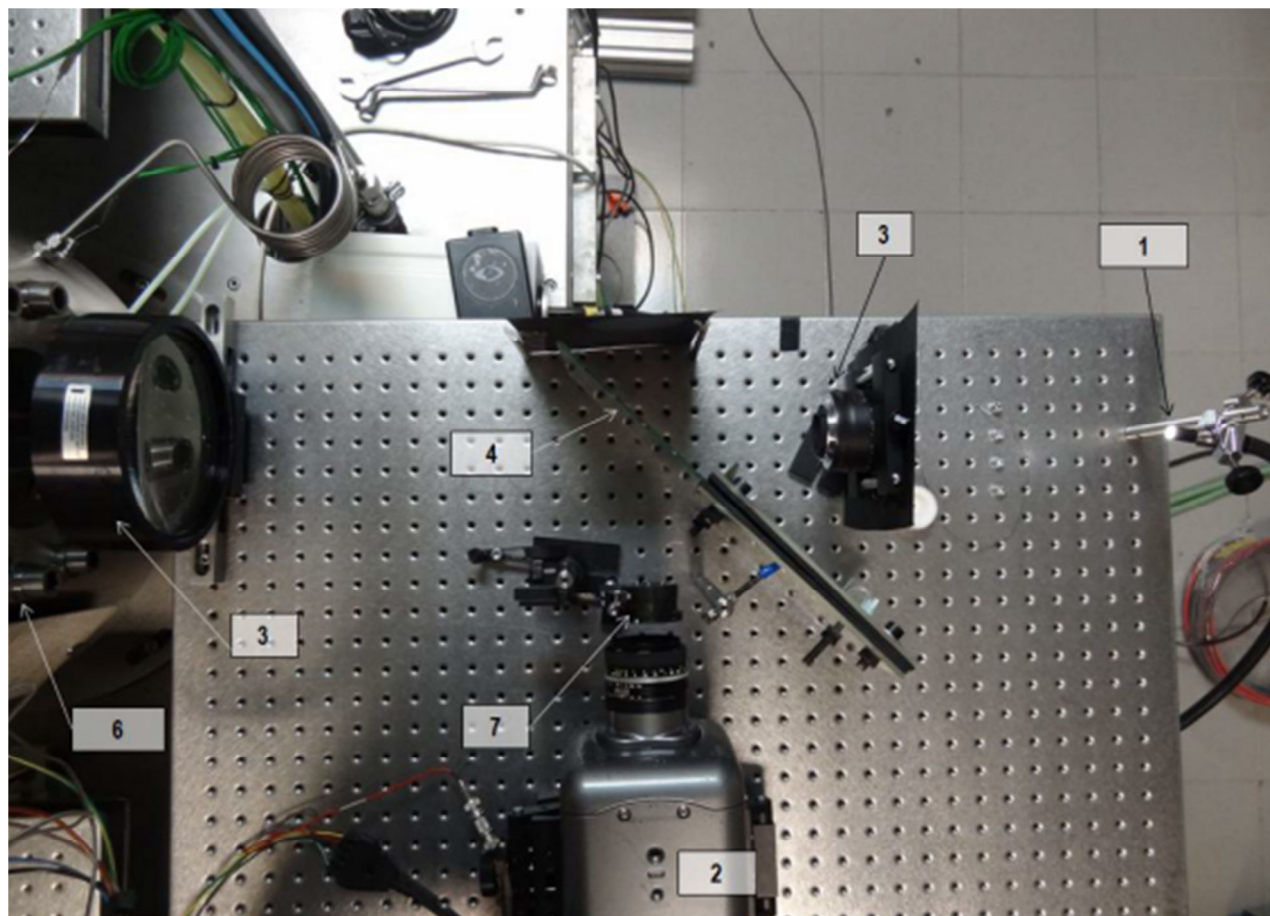


Figura 4.3 Esquema del arreglo óptico utilizado.

La lista de los elementos utilizados en el arreglo previo mostrado:

1. Fuente de luz.
2. Cámara rápida Phantom V12.
3. Lente convexa.
4. Divisor de haz 50:50.
5. Espejo.
6. IAPAT (Instalación de Alta Presión y Alta Temperatura).
7. Diafragma.

### 4.3.1 Fuente de luz

Fuente de luz necesaria para el sistema óptico. La fuente utilizada es una Karl Storz D-7200. Se caracteriza por generar una luz de alta potencia, y de color verdaderamente blanco, factor que muchas fuentes no logran hacer.



Figura 4.4 Fuente de luz Karl Storz D-7200.

### 4.3.2 Cámara rápida Phantom V12

La Phantom V12 es una cámara de captura de imágenes de alta velocidad. Puede capturar alrededor de 6.200 imágenes por segundo (fps) a una resolución máxima de 1280 x 800. Reduciendo la resolución de la imagen se pueden llegar a obtener hasta 1.000.000 imágenes por segundo, lo que la hace una de las cámaras más rápidas del mercado. Otra gran ventaja de este modelo es que permite tener tiempo de exposición (tiempo de apertura del lente) bastante bajos, permitiendo esto eliminar manchas por borrosidad, el tiempo de exposición mínimo es de 300 nanosegundos. Información más detallada sobre otras especificaciones de la cámara se puede encontrar en [43].



Figura 4.5 Cámara de alta velocidad Phantom V12.

### 4.3.3 Lente Biconvexa

Una lente es un cuerpo transparente limitado por una o dos superficies generalmente curvas, que tienen la propiedad o característica de refractar los haz de luz de una manera determinada, variando el punto de convergencia de los haz de luz.

Una lente convexa es más gruesa en la parte central y más estrecha en los bordes. Por otra parte, una lente biconvexa consta de dos lentes plano-convexas unidas por su parte plana. Su denominación proviene que todos haz de luz paralelo al eje del lente que pase por el lente, no importa por cuál de los dos lados, convergen a un punto denominado foco de imagen, como se puede ver en la Figura 4.6.

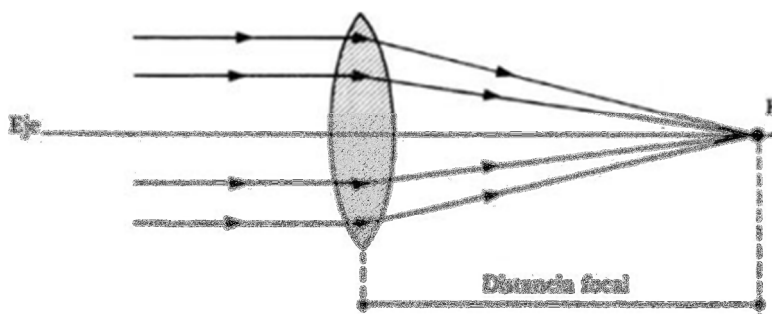


Figura 4.6 Principio de un lente biconvexo.

Una lente biconvexa también sirve para el propósito inverso, vuelve paralelo un haz de luz divergente, en el que la distancia entre el lente y el foco del haz tiene que ser la distancia foca.

### 4.3.4 Divisor de haz

Un divisor de haz (o *beam splitter*) es un instrumento óptico que, dependiendo de su característica de construcción, deja atravesar parte de la luz incidente y refleja otra parte. La cantidad de luz que refleja y deja pasar es variable y es la característica principal del divisor de haz.

En el arreglo óptico utilizado, se hace uso de un divisor de haz 50:50. Es decir cuando la luz incide sobre el divisor, una mitad es reflejada y la otra traspasa el divisor sin modificar su dirección.

### 4.3.5 Espejo

El espejo cumple la función de hacer rebotar los haz de luz que inciden sobre la IAPAT, de manera que, según el arreglo óptico utilizado, se redirijan hacia la maquina una vez de obtener la información necesaria del chorro. Debido a las altas temperaturas alcanzadas durante el plan de ensayos (950K), se ha utilizado un acero el cual una de sus caras ha sido mecanizada y pulida hasta obtener una superficie que cumpla las características reflejantes de un espejo.

### 4.3.6 Cámara de ensayos

Descrita en el capítulo 3.

### 4.3.7 Diafragma

El diafragma es un elemento que permite graduar la cantidad de luz que pasa a través de él. Funciona con un sistema de láminas o aletas finas que se desplazan para variar el diámetro de un agujero en su interior.

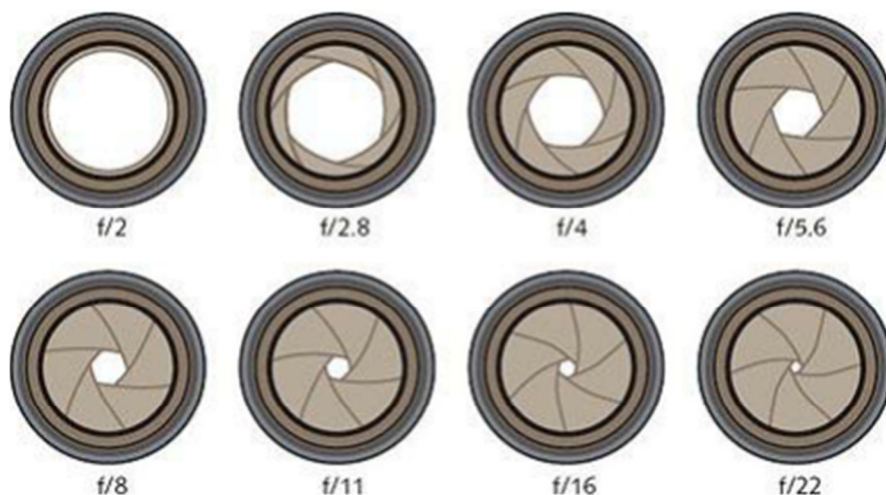


Figura 4.7 Ejemplo de distintas aperturas del diafragma.

Las variaciones progresivas de la abertura del diafragma se especifican mediante la variable  $f_d$ , que es la relación entre la longitud focal y el diámetro de abertura efectivo. El diafragma se ha colocado entre el segundo lente y la cámara, logrando que los haz de luz que han sido desviados por el chorro Diesel no pasen a través de la abertura del diafragma y puedan ser capturados por la cámara como sombras. De experiencia experimental, la apertura que da una mejor sensibilidad para visualizaciones de este tipo es de 4 mm.

### 4.3.8 Funcionamiento del arreglo óptico utilizado

La fuente de luz emite un haz que divergente, debido al tipo de luz utilizada. Este haz de luz se hace pasar por un primer lente biconvexo, en este caso un lente Nikon – Nikkor 50mm f1.8, esto con el objetivo de poder graduar la distancia focal. Los alrededores del lente se cubren de un papel negro no refractivo, con el objetivo de que absorba la luz que no pase a través del lente y evitar que interfiera con el resto del arreglo. Al pasar por este primer lente los haces de luz pasan de divergir a converger a un punto focal..

Luego de converger al foco, el haz continua su trayectoria y diverge hasta encontrarse con el segundo lente biconvexo, con el objetivo de transformar la trayectoria de la luz de divergente a haces paralelos. Para esto se ubica el lente biconvexo a la distancia focal (450mm). El haz de luz entra por la ventana a la IAPAT. La luz reflejada por el espejo pasara 2 veces a través del chorro, ésta siendo desviada por los gradientes de densidades (o índices de refracción según la ecuación (4.1).

Ahora la luz, que carga toda la información del chorro, es pasa nuevamente por el lente biconvexo para que converja a un segundo punto focal, pero antes se encuentra con el divisor de haces, lo que hace que la mitad de los rayos sigan si dirección original y la otra mitad choquen y reboten perpendicularmente a la dirección que poseían.

El haz seguirá convergiendo hasta el nuevo punto focal, donde se ubicara el diafragma, que para este arreglo se configuro a 4mm de apertura. Este rechazará los rayos desviados que no convergen en el punto focal, debido a que, al ser desviados, no viajaban de forma paralela al entrar en el segundo lente biconvexo. Por lo tanto la cámara recibe la luz y grabara las imágenes donde se puede detectar el contorno de la fase vapor del chorro.

Para poder visualizar los 7 chorros del inyector, se utilizó una resolución espacial 5,33 *pixel/mm*, que considerando la resolución de 608x608 utilizada, da una imagen de alrededor de 114 *mm* x 114 *mm*, con una velocidad de adquisición de 14834 fps.

Se ha hecho un esquema del funcionamiento del arreglo óptico utilizado, en el que se representa el haz de luz en dirección al chorro con color amarillo, y el haz de luz ya con la información del chorro en color naranja, se presenta en la Figura 4.8.



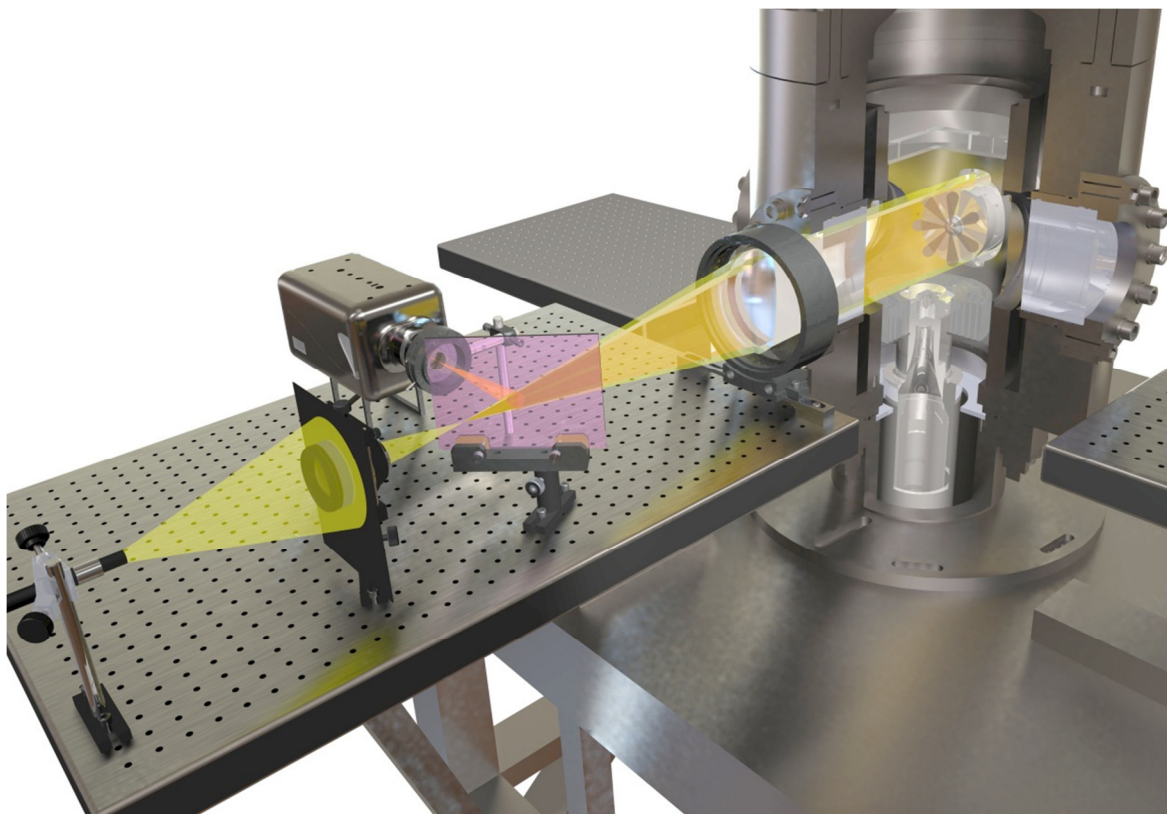


Figura 4.8 Configuración óptica utilizada con proyección de luz.

#### 4.4 Procesados de las imágenes

Una vez obtenida las imágenes, deben ser procesadas para poder obtener la información necesaria. Para esto se usa el software matemático MATLAB, que tiene una gran capacidad de procesamiento de imágenes.



Figura 4.9 Imagen obtenida por medio del arreglo óptico utilizado.



Un ejemplo del tipo de imagen que se obtiene mediante el arreglo óptico utilizado es la observada en la Figura 4.9. Para poder obtener la información del chorro netamente, se tiene que aislar el mismo de la imagen, por lo que es necesario tener una foto del fondo antes de realizar la inyección y se hace una simple “resta de imágenes”, el resultado se muestra en la Figura 4.10.

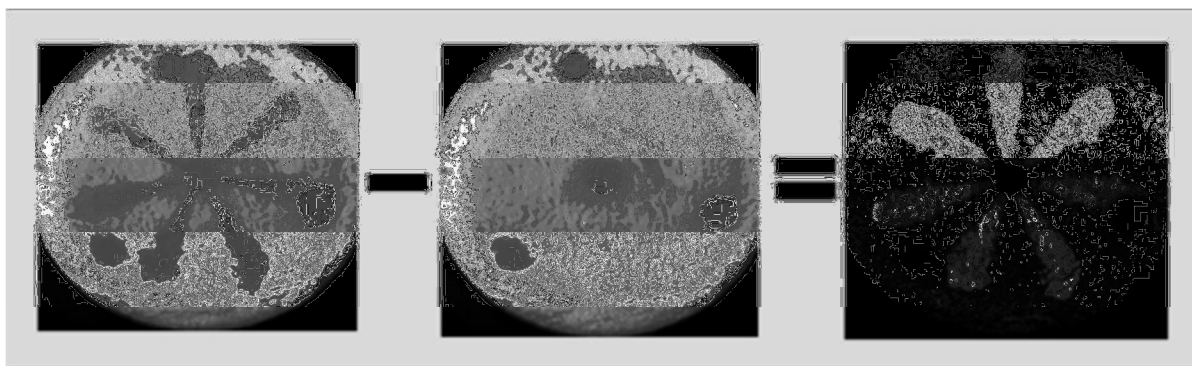
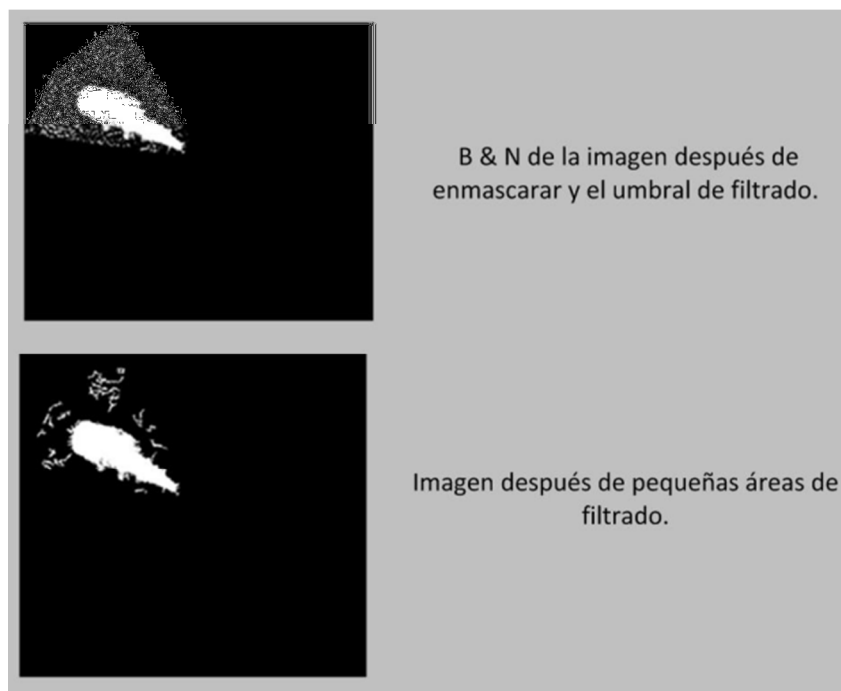


Figura 4.10 Resta de imágenes.

De la resta de imágenes, no siempre es posible obtener las medidas necesitadas. Por lo tanto el centro de investigación tiene unos códigos elaborados con MATLAB que permiten determinar el contorno del chorro, un esquema general del procedimiento es presentado a continuación, en la Figura 4.11.



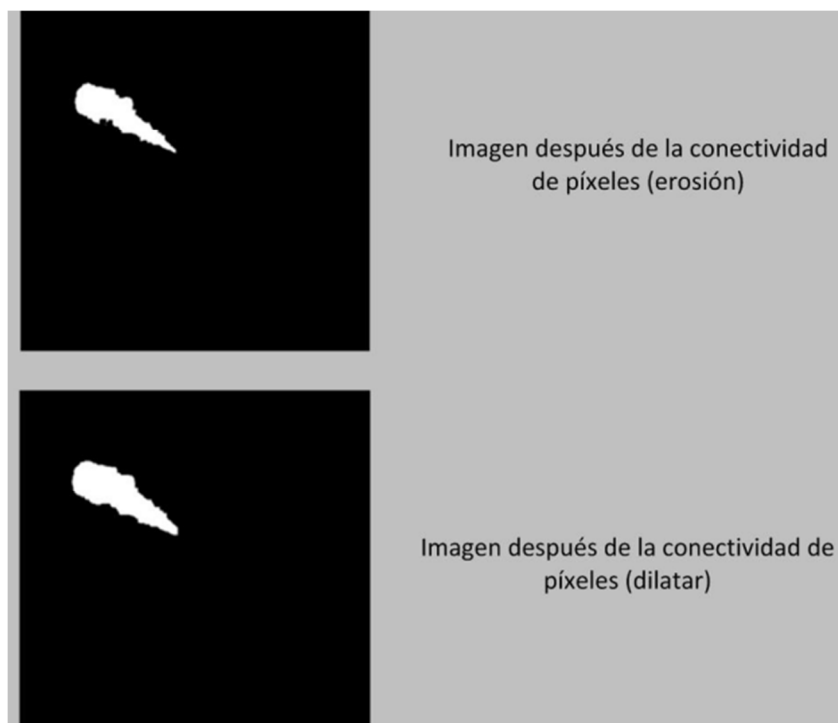


Figura 4.11 Etapas del procesado de imágenes utilizado en el centro de investigación.

El resultado obtenido es el contorno del chorro, y de este se puede obtener la penetración, siendo esta el punto del contorno más alejado del origen.

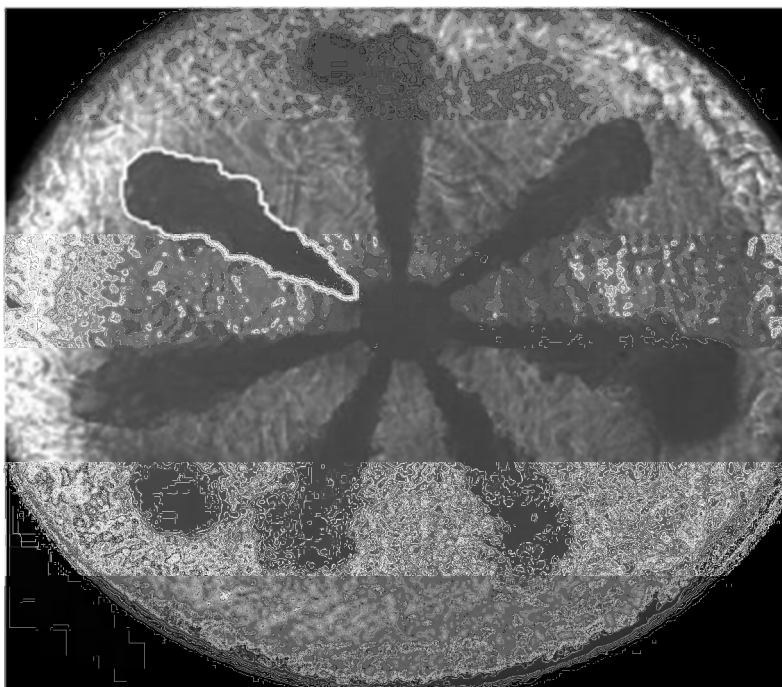


Figura 4.12 Contorno del chorro luego del procesado de la imagen.

## 4.5 Resultados

A continuación se presenta una secuencia de imágenes obtenidas como ejemplo de los resultados:

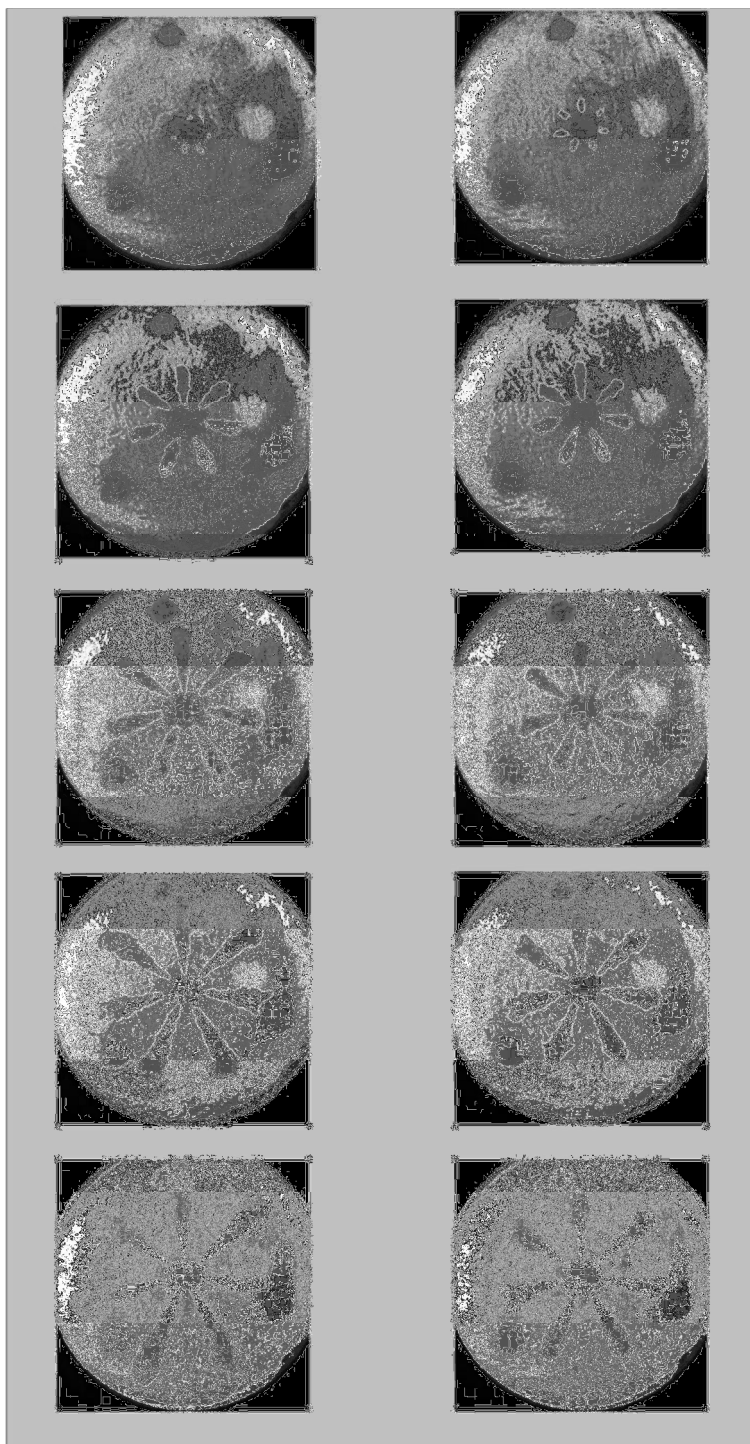


Figura 4.13 Secuencia de imágenes obtenida de los resultados experimentales.

Gracias al procesado de las imágenes se obtienen los puntos de penetración en función del tiempo para cada una de las repeticiones hechas para cada ensayo realizado. Por lo que la primera etapa es realizar un promedio de todas las repeticiones por orificio. El promediado se realiza por medio de una media móvil, en la cual se tomó un paso de 0,005 segundos con una ventana de 0,2 segundos. Con los puntos que estén dentro de esta ventana, se realiza una interpolación lineal con la opción de *robustfit* de MATLAB, en la cual se interpolan los puntos tomando en cuenta su desviación respecto a la mayoría, ignorando los datos puntuales que se encuentren alejados de la media. Utilizando el método explicando anteriormente, se presenta a continuación un promedio realizado para el primer ensayo (temperatura 870K, presión de inyección 60 MPa, alta carga) del primer orificio.

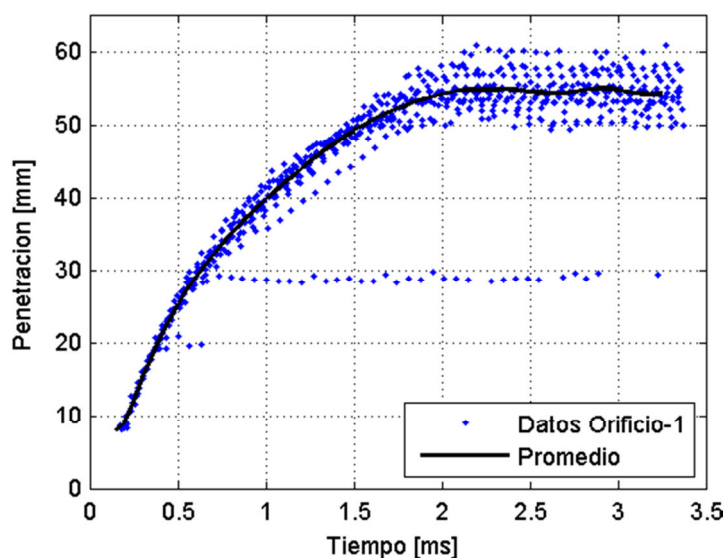


Figura 4.14 Resultados en crudo obtenidos para un orificio.

Luego se comparan los resultados obtenidos para cada orificio y se decide que orificios poseen resultados suficientemente limpios para realizar un promedio final. Vale acotar que la penetración entre orificios puede ser distinta, esto debido a diferencias geométricas entre orificios (la media de los diámetros de los orificios del inyector estudiado es de 157 micras), por otro lado cuando se somete a media o baja carga, los efectos de excentricidad de la aguja o su desplazamiento puede también jugar un papel en la medición. Sin embargo, al hacer mediciones ópticas, las medidas de la penetración dependen del arreglo óptico utilizado, de la calidad de las imágenes obtenidas y del procesado de las mismas. A continuación se presenta una comparación de los promedios obtenidos para cada orificio para el mismo ensayo.

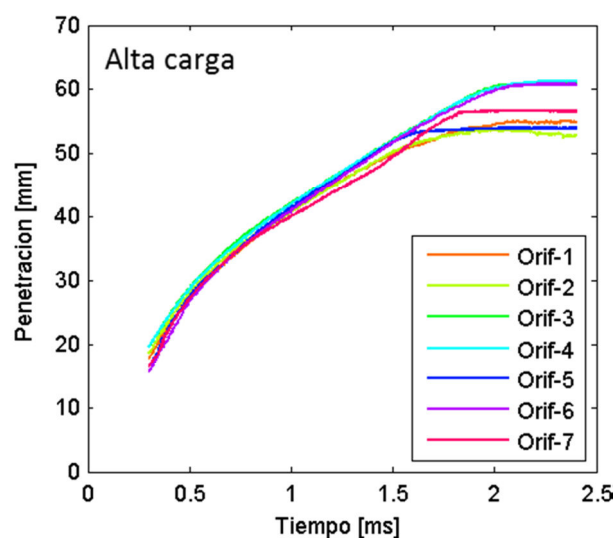


Figura 4.15 Resultados obtenidos con todos los orificios a alta carga.

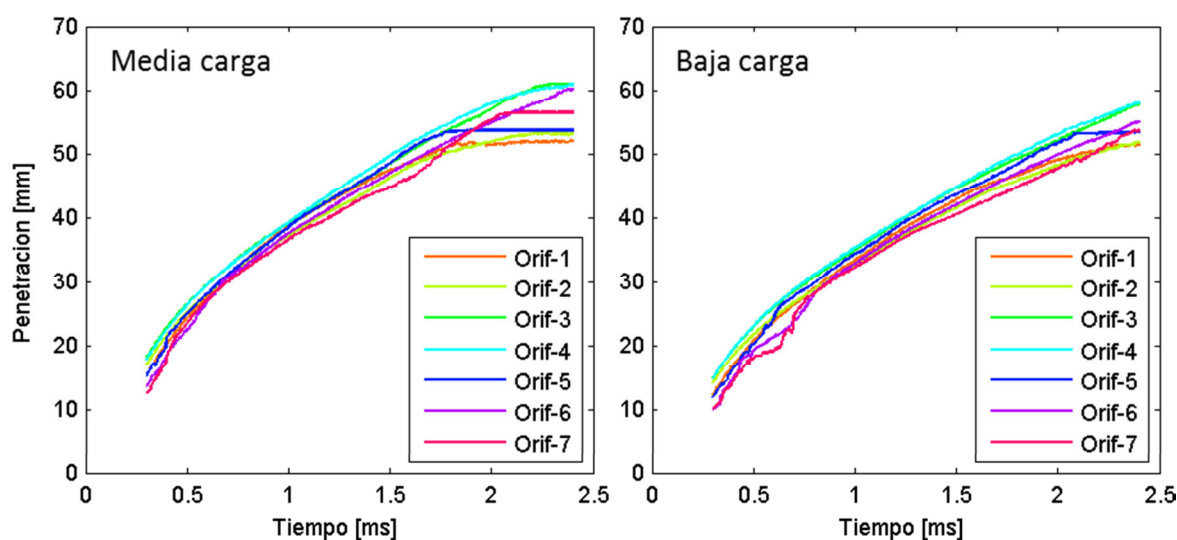


Figura 4.16 Resultados obtenidos con todos los orificios a media y baja carga.

Como se puede ver en las gráficas anteriores, los orificios 3 y 4 son los únicos que dan resultados constantes para distintas cargas. Para el resto de los ensayos (tanto otras presiones como temperaturas a distintas cargas) los demás orificios mostraban tendencias que no se mantienen, por lo tanto se puede decir que se ven afectados por la calidad de la imagen y muestran resultados de los cuales no se pueden confiar.

#### 4.5.1 Efecto de la densidad

Luego de poder determinar que orificios eran fiables, se procedió a comparar para una misma carga y presión de inyección el efecto que tiene la densidad sobre la penetración del

chorro Diesel. La siguiente gráfica muestra el efecto de la densidad para alta carga para ambas presiones de inyección estudiadas:

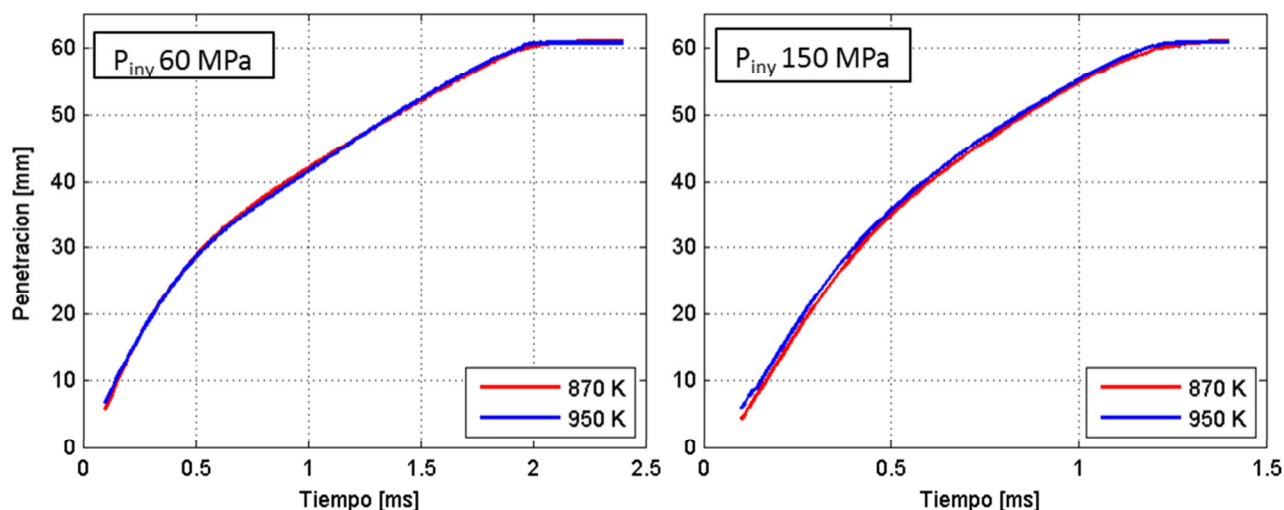


Figura 4.17 Efecto de la densidad sobre la penetración experimental.

Antes de analizar los resultados obtenidos, es importante comentar que aunque se varía la temperatura, el efecto que se observa será el cambio de densidad. Para observar solamente las consecuencias de un cambio de temperatura en cámara, habría que cambiar la contrapresión para poder mantener la densidad constante.

Como se puede ver, la diferencia que se obtiene experimentalmente entre ambas penetraciones es muy poca, casi imperceptible. De los datos experimentales se pudo ver que a mayor temperatura se obtenía una penetración un poco mayor. Debido a que al aumentar la temperatura de la cámara la densidad en cámara disminuye, la penetración debe ser mayor debido a que el chorro encuentra menos resistencia para poder desplazarse dentro de la cámara, y pierde menos energía cinética al impactar con menos partículas.

Este efecto también se puede ver en las ecuaciones que describen la penetración experimentalmente mostradas en la descripción macroscópica del chorro en la sección 1.3 del presente documento.

Debido a que la diferencia entre ambas densidades es relativamente poca, solo se presentarán resultados de temperatura en cámara de 870K que corresponde a una densidad de cámara de  $19,2 \text{ kg/m}^3$ .

#### 4.5.2 Efecto de la presión de inyección

Para poder observar el efecto que hace la presión de inyección sobre la penetración del chorro Diesel, se procedió a graficar para una misma temperatura y alta carga las distintas presiones de inyección estudiadas, los resultados se presentan a continuación solo para una de las temperaturas ensayadas debido a que notamos anteriormente que la diferencia de temperatura no representa mayor cambio.

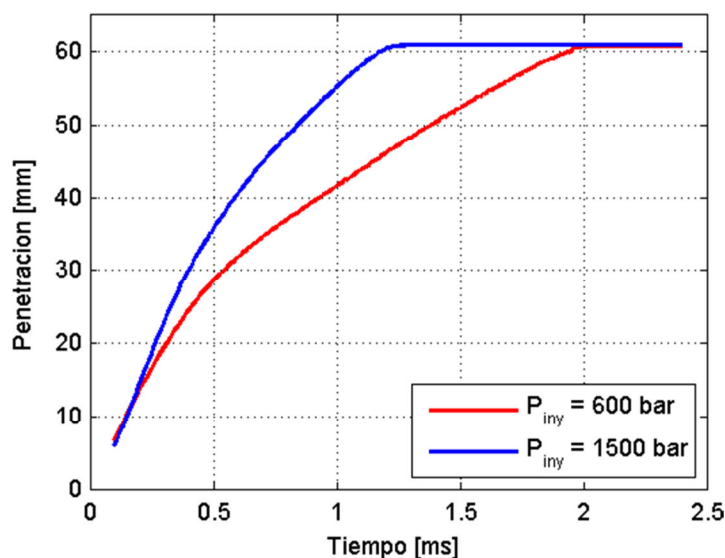


Figura 4.18 Efecto de la presión de inyección sobre la penetración.

Se puede ver como a una presión de inyección mayor se obtiene una penetración más alta para un mismo instante de tiempo, o también se puede ver como la velocidad de penetración (pendiente de la curva mostrada anteriormente) es mayor para la presión alta. La línea horizontal representa que el chorro alcanzó la ventana de la IAPAT por lo tanto su valor permanece constante.

Este resultado observado en la Figura 4.18 es debido a que al tener una mayor presión de inyección, de la ecuación (1.5) se puede observar como la velocidad del chorro a la salida del inyector es mayor, por lo tanto su energía cinética también lo es, por lo que el chorro posee mayor energía, lo que hace que su penetración sea mayor. De la caracterización teórica de la penetración también se puede observar que es directamente proporcional a la presión de inyección.

### 4.5.3 Efecto de la carga aplicada sobre el inyector

Debido a que este novedoso inyector estudiado se puede variar la carga aplicada sobre el inyector y esto influye directamente en el comportamiento del mismo, es interesante poder ver el efecto que tiene la carga sobre la penetración del chorro Diesel. Debido a lo reciente que es este tipo de inyector, se tiene poca información y se desconoce el efecto que puede tener.

Para poder observar el efecto de la carga aplicada al inyector sobre la penetración, se procedió a estudiar el resultado obtenido para una misma temperatura y presión de inyección variando la carga, los resultados se presentan a continuación para una misma temperatura por la razón explicada anteriormente:

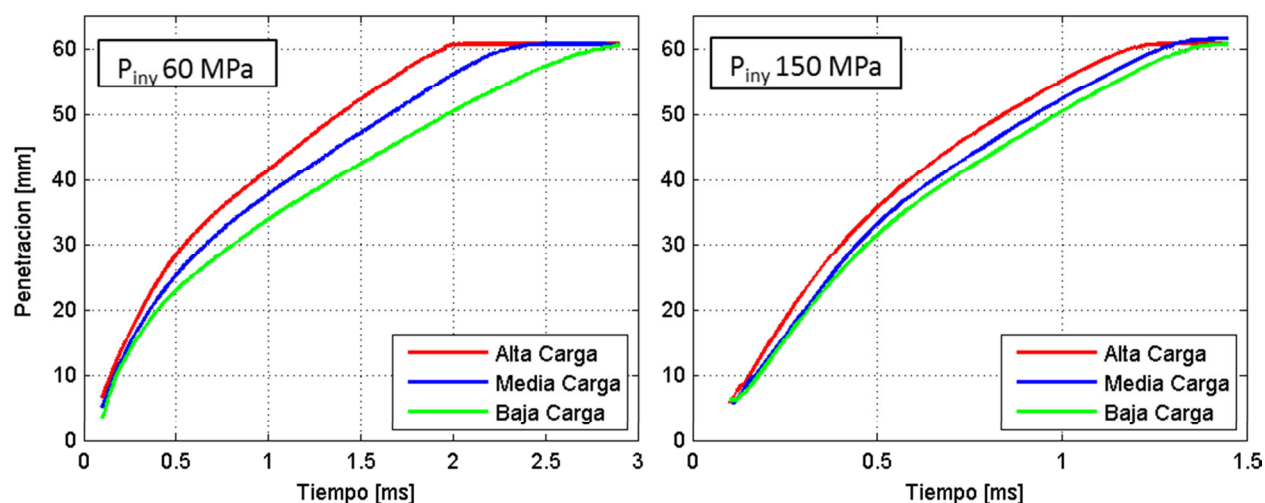


Figura 4.19 Efecto la de la carga aplicada al inyector sobre la penetración experimental.

Se puede observar que mientras mayor sea la carga sobre el inyector, mayor será la penetración obtenida, para ambas inyecciones de presión.

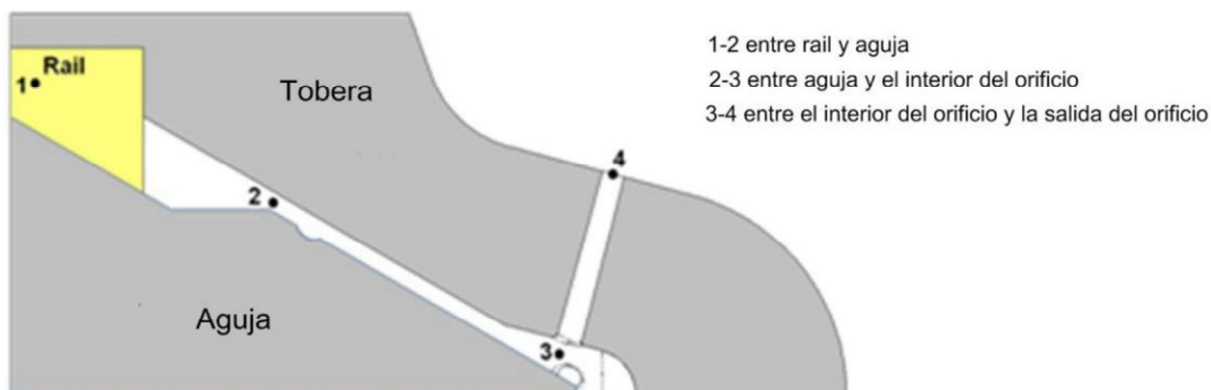


Figura 4.20 Diagrama de los elementos internos de la punta de un inyector Diesel.



El diagrama mostrado en la Figura 4.20 nos permite entender porque la carga afecta directamente sobre la penetración. A variar la carga, lo que realmente se varía es la presión de inyección efectiva (presión en el punto 3), debido a las pérdidas que se generan en la sección 2-3. Por lo que a medida que se disminuye la carga se disminuye la brecha que existe en la sección 2-3, y esto hace que aumenten las pérdidas ( $\Delta P_{23}$ ), y disminuya el coeficiente de descarga. Este resultado se ha podido obtener también por simulaciones CFD y se presentan en el trabajo de Payri *et al* [23], del cual resaltan la Figura 4.21 y Figura 4.22 presentadas a continuación.

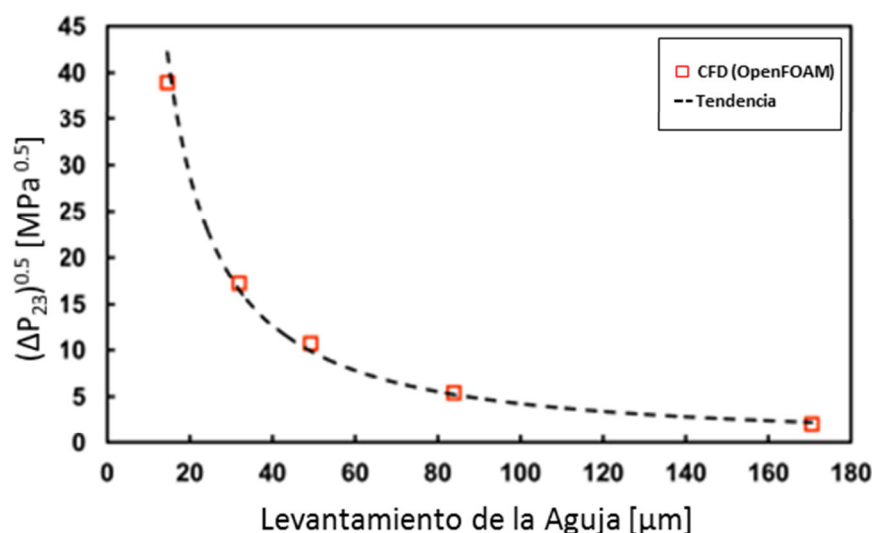


Figura 4.21 Efecto del levantamiento de la aguja sobre la pérdida de presión dentro del inyector [23].

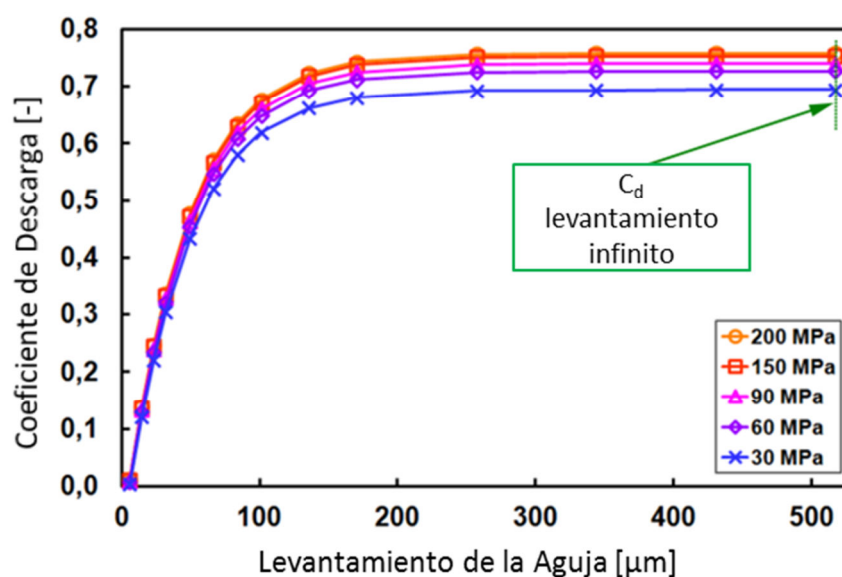


Figura 4.22 Efecto del levantamiento de la aguja sobre el coeficiente de descarga [23].

Se puede observar como la raíz de la caída de presión es mayor a medida que el levantamiento de la aguja, que es proporcional a la carga aplicada sobre el inyector, es mayor. Esto confirma que la presión efectiva de inyección será menor para cargas menores, obteniendo una menor penetración. Igualmente, de la Figura 4.22 se puede observar como para aperturas bajas, el coeficiente de descarga cae drásticamente, debido a que las pérdidas internas aumentan, y que para levantamientos elevados, se vuelve constante, debido a que hay un punto que la aguja no controla el caudal interno, por lo que al seguir levantándola no afecta la tasa.

Por otro lado, de la Figura 4.22, es posible explicar el efecto de que a mayor presión de inyección la diferencia entre las penetraciones a distinta carga se hace menor. Como se puede ver en la figura, el coeficiente de descarga aumenta ligeramente al aumentar la presión de inyección, por lo que se obtiene una mayor penetración. Vale acotar, que la diferencia entre los levantamientos de aguja a alta presión de inyección son menores que a baja presión, lo cual también aporta a lo observado en la Figura 4.19.

#### 4.6 Verificación de resultados

Debido al hecho que solo se promedió 2 de los 7 orificios del chorro, y ambos orificio eran los mas acelerados, se decidió comparar los resultados experimentales con los de otro ensayo realizado para el mismo inyector a través de Mie Scattering, y así poder observar cuanto afecto los orificios acelerados en el promedio de penetración. Para estos tipos de ensayos se observa la penetración en fase líquida, debido a que se realizo el ensayo a una temperatura de cámara de 400K, el combustible no se evapora. El principio del Mie Scattering y el arreglo óptico necesario para este tipo de ensayos se puede encontrar en el trabajo presentado por Payri *et al* en [44].

Ya que se busca es entender el efecto de los chorros acelerados, las comparaciones realizadas entre ambos ensayos fue de velocidad de penetración, que es la derivada de la curva de penetración respecto al tiempo. Para esto se hizo una derivada punto a punto de los resultados obtenidos para ambos, y se hizo una limpieza de los datos con una media móvil como la realizada anteriormente, con un paso de 0,0005 segundos con una ventana de 0,1 segundos, y un *robustfit* realizado con MATLAB. Los resultados obtenidos para este estudio son presentados a continuación en la Figura 4.23, solo se presentan a alta presión por que es donde se observo una

diferencia más notable, aunque los resultados a baja presión presentan el mismo comportamiento.

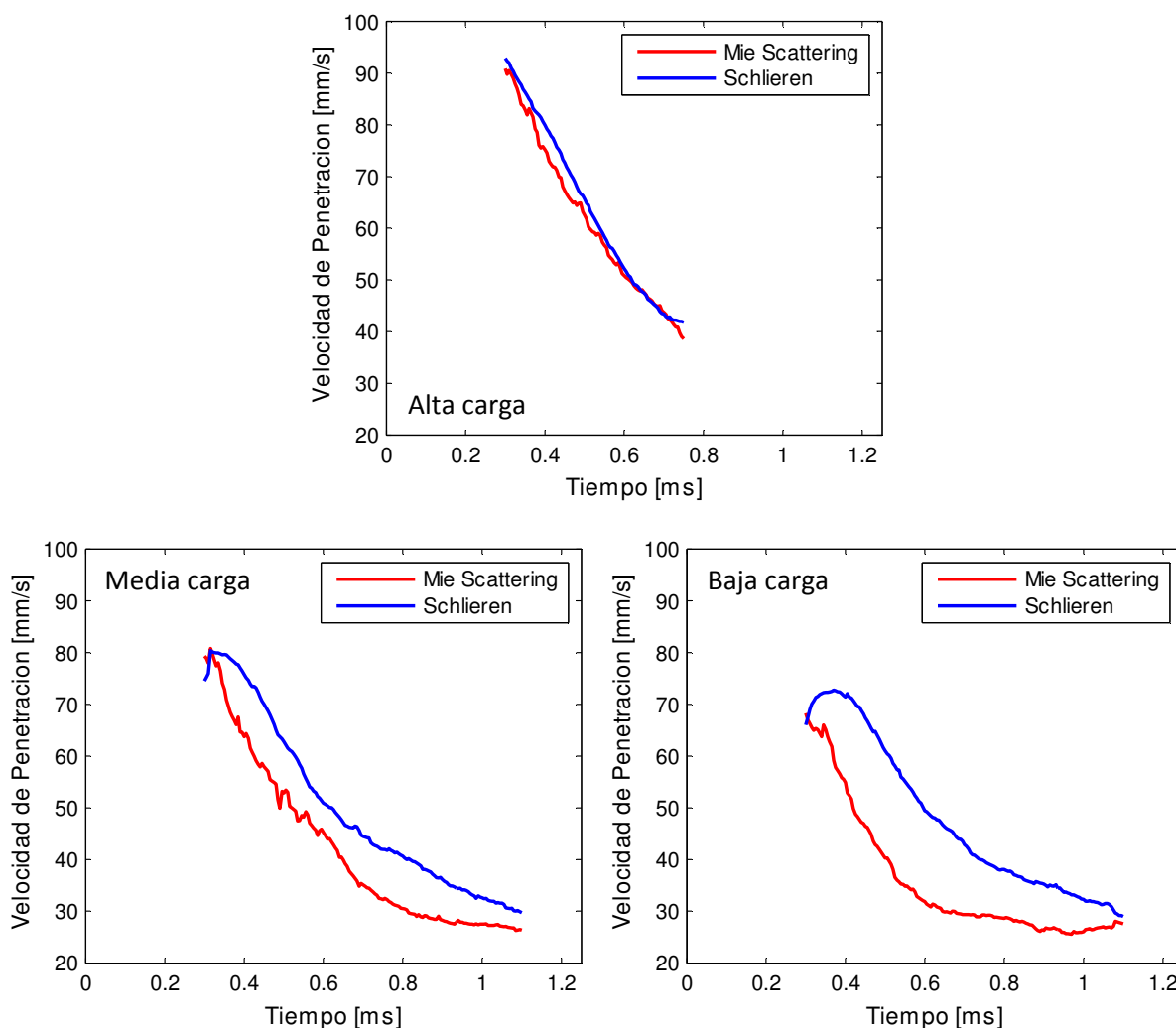


Figura 4.23 Velocidad de penetración para las tres cargas estudiadas a una presión de inyección de 150 MPa

Se puede observar, a ambas presiones de inyección, que la diferencia en velocidades de penetración, es mayor a medida que se disminuye la carga. A alta carga no existe una diferencias notables, luego al reducir la carga, la penetración en fase líquida pierde velocidad de penetración en una mayor proporción que la penetración en fase vapor, este efecto se amplifica a baja carga.

Estudios como el de Siebers [16] y Naber *et al* [45], han podido demostrar la penetración en la fase líquida debe ser más rápida que la de la fase vapor. El hecho que se haya obtenido un resultado en el que se observa lo contrario, lleva a concluir que se debe a que la penetración en

fase vapor es solo un promedio de 2 de los 7 chorros, y estos eran los más acelerados. Por lo cual, la calibración del modelo 1-D (ver capítulo 5), se realizó con los resultados de fase líquida.

## 4.7 Conclusiones

A lo largo de este capítulo se describió los conceptos teóricos de la técnica de Schlieren, el arreglo óptico utilizado, y los resultados obtenidos para un novedoso inyector Diesel de piezoeléctrico de actuación directa.

El plan de ensayo utilizado permite el estudio de distintos factores sobre el comportamiento del inyector. Mucho de estos factores, como la presión de inyección y temperatura, se conocen el efecto que tiene sobre la penetración debido a que con anterioridad varios trabajos han estudiado este fenómeno, pero debido a lo reciente que son los inyectores de actuación directa, se tiene poca información de cómo afecta la carga aplicada sobre éste a la penetración.

El arreglo óptico utilizado permitió tener imágenes de buena calidad visual, pero debido a una mala coherencia entre varios orificios, solo se promediaron 2 de los 7 que posee el inyector. Debido a esto, hay que entender que los resultados obtenidos, aunque permiten observar los efectos de las distintas variables sobre la penetración, pueden traer un cierto error agregado, debido a que la tasa de inyección es obtenida para la suma de todos los orificios, y los 2 estudiados (orificio 3 y 4) son los más acelerados, como se pudo observar en la Figura 4.15 y Figura 4.16.

Se pudo obtener, experimentalmente, las mismas tendencias que las descritas por la teoría, este hecho puede calificarse como un indicador de que las medidas obtenidas tienen coherencia. Agregado a este hecho, se pudo determinar el efecto que tiene la carga (o levantamiento parcial del agujero del inyector) sobre la penetración, como lo observado en la Figura 4.19

En base a los resultados obtenidos se puede decir que el efecto que tiene la temperatura de la cámara es poco comparado con el efecto de la presión de inyección y la carga aplicada, como se puede observar en la Figura 4.17, Figura 4.18 y Figura 4.19, respectivamente.

La presión de inyección afecta proporcionalmente a la penetración, debido que aumenta la energía cinética del chorro. El mismo efecto observado al aumentar la carga aplicada sobre el

inyector, pero en este último caso el aumento de la energía cinética se debe a la disminución de las pérdidas entre la aguja y el asiento de la aguja, como observado en la Figura 4.18.

La penetración de la fase vapor obtenida es más rápida que la de la fase líquida a medida que se disminuye la carga. Esto es debido a que los chorros promediados para la fase vapor fueron los dos más acelerados de los siete, por lo que no son representativos de la tasa real inyectada por el inyector. Debido a esto para las comparaciones con el modelo 1-D, se utilizarán los resultados de la penetración fase líquida, que se obtuvieron con unas condiciones en la cámara comparables con las estudiadas en la penetración de fase vapor.

## CAPÍTULO 5

### SIMULACIÓN DEL CHORRO EN FASE NO REACTIVA CON UN MODELO 1-D.

#### 5.1 Introducción

El entendimiento del spray en los motores diesel va más allá de comprender el comportamiento de los fenómenos que ocurren antes, durante y después de la combustión, sino el poder entender cómo afectan las condiciones iniciales a todo el proceso mencionado anteriormente. Debido a esto, los modelos computacionales se han vuelto una herramienta clave para el entendimiento de la combustión Diesel.

Se sabe el principio de funcionamiento de los motores diesel, el aire y el combustible se encuentran dentro de la cámara de combustión gracias al momento generado por el spray, que controla tanto la penetración del chorro de combustible, como la mezcla simultánea entre el chorro y el aire [46]. Agregado a esto, el momento del spray también tiene un impacto directo en las características de la llama que se forma luego de la aparición de las reacciones de combustión. Por lo tanto el momento, la penetración, la mezcla aire-combustible y la temperatura de la cámara son parámetros que están estrechamente relacionados [46].

La relación mencionada anteriormente está implícita en las ecuaciones de conservación utilizadas como base para los modelos CFD (conservación de masa, momento y energía). Pero debido al hecho que la precisión de los modelos CFD depende del uso de una malla refinada, esto dificulta poder encontrar la relación entre la formación del spray y las condiciones iniciales del proceso. La utilización de un modelo 1-D, permite superar las limitaciones del CFD y obtener de una manera más directa la influencia que tienen las condiciones iniciales sobre el chorro.

El modelo utilizado para el presente estudio fue desarrollado en el CMT- Motores Térmicos, la descripción completa del modelo y validación del mismo se puede encontrar en el trabajo presentado en [46].

El objetivo de utilizar un modelo 1-D en el trabajo de investigación presentado, es poder comprobar que el modelo teórico aplica para este tipo de inyector, y sentar las bases para

estudiar a profundidad otros parámetros como mezclas, velocidades, concentraciones, temperaturas, y otras variables que dan como resultado este tipo de modelos.

Debido a que se busca utilizar el modelo 1-D para comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los que modelo pueda dar, se implementara el mismo plan de ensayo utilizado anteriormente, pero debido a la poca diferencia observada entre las densidades estudiadas, solo se simulará para una temperatura en cámara de 870K.

## 5.2 Esquema del modelo 1-D

La información presentada es un resumen general del modelo 1-D utilizado, extraída del trabajo presentado en por J. Pastor *et al* [46]. La descripción completa del modelo y su validación se presentan en el mismo documento mencionado anteriormente.

### 5.2.1 Simplificaciones del modelo

El combustible es inyectado a través de una tobera hacia la cámara de combustión, donde se mezcla con aire. Los remolinos y otro tipo de movimientos de aire inducidos no son considerados en el modelo 1-D utilizado. Debido a que el volumen en la cámara es suficientemente grande, se considera que el spray no cambia las condiciones lejos de la tobera, sino que las condiciones varían es localmente. El crecimiento radial del chorro viene dado por el ángulo de inyección, el cual es un parámetro que debe ser introducido al modelo, que en conjunto con el diámetro de la tobera, definen el origen virtual del inyector. El modelo esquemático utilizado es mostrado a continuación en la Figura 5.1.

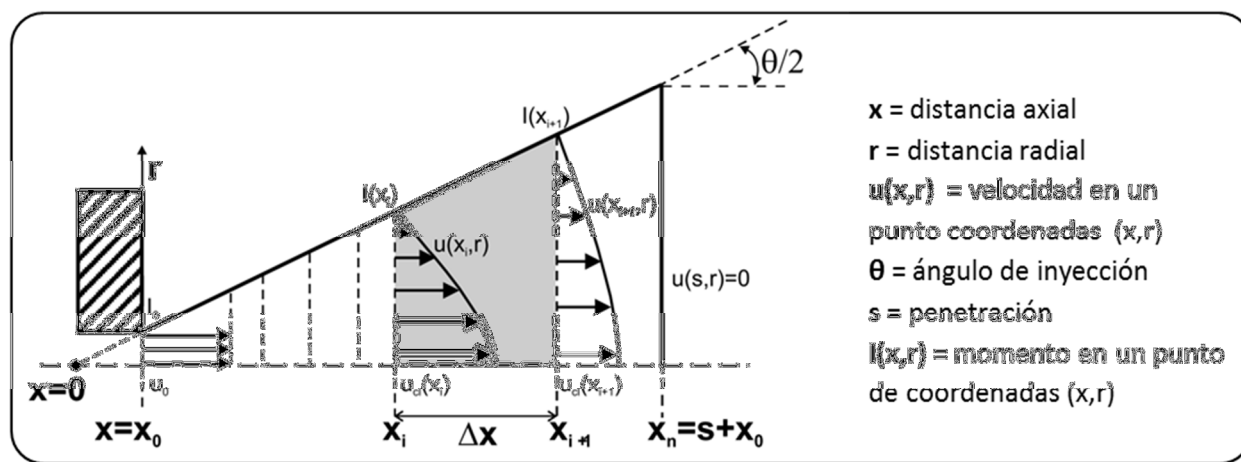


Figura 5.1 Modelo esquemático [46].

Se trata de un modelo 1-D debido a que las ecuaciones se resuelven para el eje de inyección (denominado en ingles *center line*, o simplemente *cl*). Para poder obtener la información buscada el modelo utiliza la siguiente ecuación de normalización con perfiles Gaussianos del siguiente orden:

$$\frac{u(x, r)}{u_{cl}(x, r)} = \frac{f(x, r)}{f_{cl}(x, r)} = \exp\left(-k\left(\frac{r^2}{x}\right)\right) \quad (5.1)$$

Donde  $u_{cl}$  y  $f_{cl}$  son la velocidad y concentración combustible en el eje de inyección. La constante  $k$ , es determinada por la siguiente ecuación:

$$k = \frac{4.60517}{\tan^2\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (5.2)$$

La ecuación nos permite entonces, calculado ya la velocidad o concentración a una distancia axial determinada, obtener el valor para cualquier punto radial. Las siguientes gráficas muestran la forma de los perfiles para distancias axiales entre 1 y 10 mm.

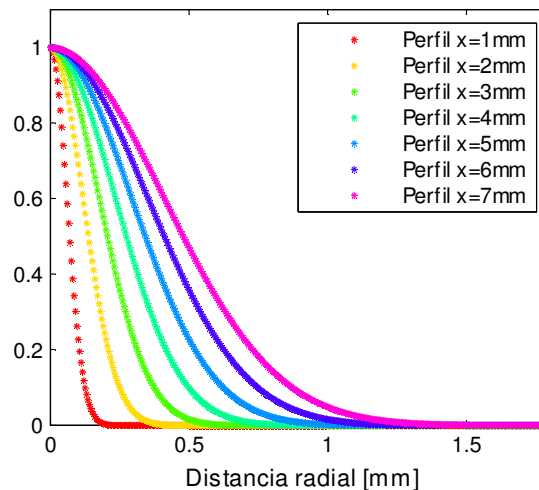


Figura 5.2 Perfiles Gaussianos utilizados por el modelo 1-D.

Se considera condiciones de flujo homogéneo locales, es decir existen equilibrio térmico como dinámico en cualquier celda de la simulación. La presión es considera constante a través de todo el chorro, es decir que no se consideran los efectos de compresibilidad de los fluidos. La densidad local se calcula considerando mezcla ideal.



### 5.2.2 Ecuaciones de conservación

El modelo basa su funcionamiento en la resolución de las ecuaciones de conservación de masa, energía y momento, que se presentan a continuación en el orden respectivo:

$$I(x_i, t) - I(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dt} \left[ \int \rho(x, r, t) * u(x, r, t). dV \right] \quad (5.3)$$

$$M_f(x_i, t) - M_f(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dt} \left[ \int \rho(x, r, t) * f(x, r, t). dV \right] \quad (5.4)$$

$$H(x_i, t) - H(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dt} \left[ \int \rho(x, r, t) * (h(x, r, t) - h_{a,\infty}). dV \right] \quad (5.5)$$

Estas ecuaciones se resuelven en un dominio espacial que varía sobre un dominio temporal, es decir, para un tiempo determinado  $t$  se resuelven para el dominio espacial  $[x_0, x_0 + dx, \dots, x_i, x_{i+1}, \dots, x_n]$ , donde  $n$  representa la cantidad de puntos del dominio espacial a estudiar, es decir está determinado por:

$$n = \frac{x_{final} - x_{inicial}}{dx} \quad (5.6)$$

### 5.2.3 Parámetros de entrada del modelo

Debido a que es un sistema de tres ecuaciones y muchas variables, el modelo requiere los siguientes datos como entrada:

- Presión de inyección, dada en Pascales, se mantiene constante durante toda la inyección.
- Tasa de inyección, obtenida previamente por medidas experimentales, es una matriz de dos columnas y tantas filas como se necesita, donde la primera columna es un vector tiempo en segundos, y la segunda columna es la tasa en  $kg/s$  para el tiempo respectivo.
- Cantidad de Movimiento, obtenido previamente por medidas experimentales, al igual que la tasa es una matriz de dos columnas y tantas filas necesarias. La segunda

- columna en este caso es el vector momento en Newton. Para entender cómo se mide la cantidad de movimiento se puede consultar el trabajo realizado por Payri *et al* [47].
- Numero de Courant, sirve determina el incremento temporal a partir de la velocidad del chorro y del incremento espacial utilizado.
  - Coeficiente de velocidad ( $C_v$ ), en caso de no tener las medidas experimentales de cantidad de movimiento, con el coeficiente de velocidad (obtenido por CFD) el modelo es capaz de resolver las ecuaciones, debido a que con las ecuaciones presentadas en el capítulo 1, es capaz de generar un vector de cantidad de movimiento con este coeficiente.
  - Diámetro de la tobera ( $d_0$ ), en metros y especificada por el fabricante. Existen maneras experimentales de medir el diámetro de la tobera, el lector interesado en este tema puede referirse al estudio presentado por Macián *et al* [48].
  - Densidad en la cámara, en  $kg/m^3$ , puede ser obtenida mediante la ecuación de Peng-Robinson, debido a que la presión, temperatura y composición del gas son condiciones de ensayo.
  - Presión en la cámara, en Pascales, es una condición de ensayo determinada por el usuario.
  - Temperatura del combustible, en grados Kelvin, condición de ensayo determinada por el usuario.
  - Fracción de oxígeno y nitrógeno, en una escala unitaria, condición de ensayo determinada por el usuario.

### 5.3 Metodología para la obtención del ángulo óptimo de inyección

Como fue mencionado anteriormente, una de las desventajas del modelo es que es necesario introducirle el ángulo de inyección. En la actualidad no existe un método que sea estándar para la medición de este parámetro, incluso varios autores recalcan que el valor experimental dependerá del método utilizado, el lector interesado puede acudir a estudios como el de Pastor *et al* [49] o por Naber *et al* [50]. Debido a esto, el objetivo de la metodología no es buscar el valor exacto del ángulo de inyección, sino observar las tendencias de éste al variar las condiciones de ensayo.

Debido a la configuración utilizada para el modelo, éste no obtendrá una resolución temporal lo suficientemente buena como para estudiar a detalle el instante de apertura de la aguja, por lo tanto puede existir un desfase temporal entre los resultados experimentales y los resultados obtenidos por el modelo. La metodología para encontrar el ángulo adecuado para el modelo, se basa en estudiar esta diferencia temporal que existe entre la penetración experimental y la obtenida en una simulación del modelo, y la diferencia espacial entre la longitud líquida experimental (extraída de los resultados de Mie Scattering), y la longitud líquida obtenida del modelo. Un esquema de esto se resume en la Figura 5.3

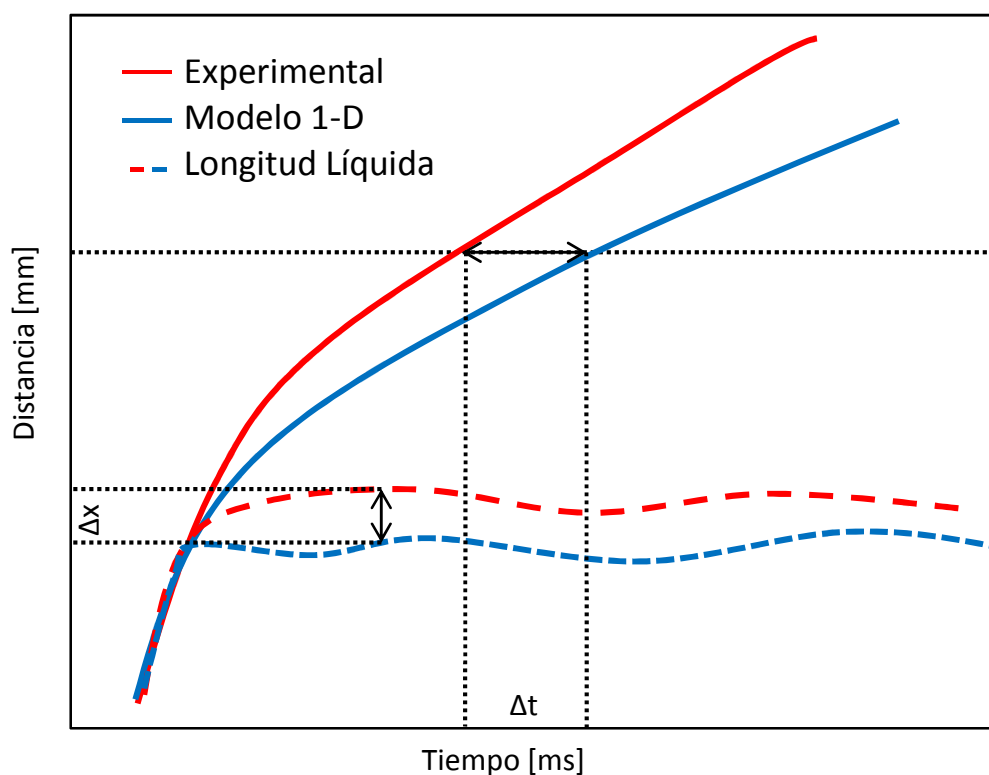


Figura 5.3 Diferencia temporal ( $\Delta t$ ) y espacial ( $\Delta x$ ) entre los datos experimentales y el modelo.

Si la diferencia temporal ( $\Delta t$ ) es constante a lo largo del chorro, quiere decir que ambas penetraciones son paralelas, es decir que la tasa de penetración (pendiente de la curva de penetración) son iguales. Por lo tanto se busca encontrar el ángulo que, consiga que la derivada de la diferencia temporal respecto a la penetración ( $m$ ) sea más cercana a cero, es decir que la curva de diferencia temporal sea lo mas horizontal posible. Por otro lado, es importante corroborar que el ángulo de entrada al modelo resulte en una longitud líquida correcta, por lo tanto el promedio de la diferencia espacial para cada instante de tiempo, permite conocer la diferencia. Para tomar en cuenta tanto la diferencia temporal (error pendiente  $m$  de la curva)

como el error obtenido en la longitud líquida ( $errorLL$ ), se aplica el siguiente criterio para un ángulo  $i$ :

$$Error_i = \left( \frac{|m_i|}{\text{mínimo}(|m|)} - 1 \right) + 0.25 \left( \frac{|ErrorLL_i|}{\text{mínimo}(|ErrorLL|)} - 1 \right) \quad (5.7)$$

En la ecuación (5.7), se divide entre el mínimo del valor absoluto para normalizar los valores de pendiente y error de la longitud líquida, respectivamente. El error de la longitud líquida es multiplicado por una constante (0.25) para darle un menor peso para el cálculo del error. Por lo tanto el ángulo óptimo será el que posea un error menor.

### 5.3.2 Calibración del modelo

Con la metodología anterior, se buscó encontrar el ángulo óptimo para cada condición de ensayo. Los resultados obtenidos para el ángulo óptimo de inyección son presentados en función de un nuevo parámetro adimensional denominado  $\lambda$  que está definido como la relación entre la masa inyectada a un nivel de carga, y la inyectada a alta carga.

$$\lambda = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{alta}} \quad (5.8)$$

A continuación, se presentan los ángulos obtenidos a través del modelo 1-D, respecto a los experimentales (extraídos del trabajo de Payri *et al* [51]) en la Figura 5.4 y la Figura 5.5.

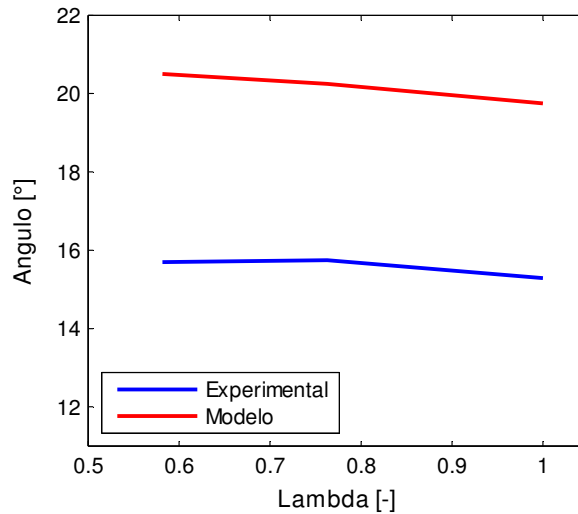


Figura 5.4 Tendencia del ángulo obtenido por el modelo con respecto al ángulo experimental a una presión de inyección 60 MPa.

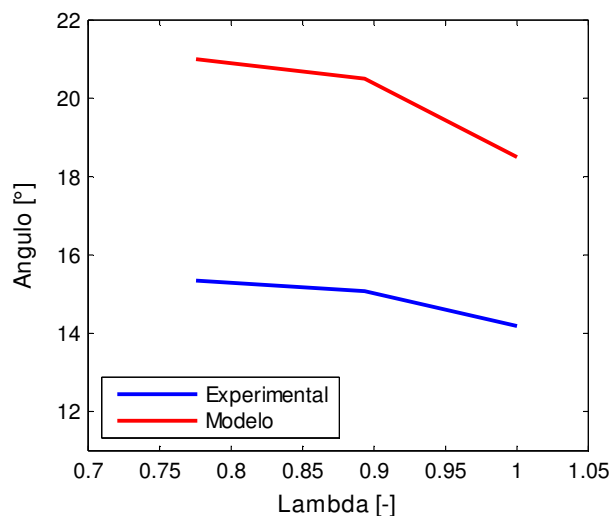


Figura 5.5 Tendencia del ángulo obtenido por el modelo con respecto al ángulo experimental a una presión de inyección 150 MPa.

Como se puede observar en las figuras presentadas anteriormente, el ángulo obtenido por el modelo a través de la metodología presentada muestra las mismas tendencias que las obtenidas experimentalmente. Las diferencias observadas puede ser debido a que el ángulo experimental depende mucho del método utilizado para su medición, como fue mencionado con anterioridad.

## 5.4 Resultados

Luego de poder obtener el ángulo de entrada para cada condición de ensayo, es posible realizar las comparaciones entre los resultados experimentales y los obtenidos por el modelo. Los resultados de este último son presentados solo en la región de interés, debido a que el objetivo del estudio no consiste en los instantes de apertura de la aguja. Consecuentemente el dominio temporal de cada gráfica es distinto, se le recomienda al lector considerar este hecho al observar los resultados.

### 5.4.1 Presión de inyección

Los resultados presentados a continuación, en la Figura 5.6 corresponden a las dos distintas presiones de inyección estudiadas.

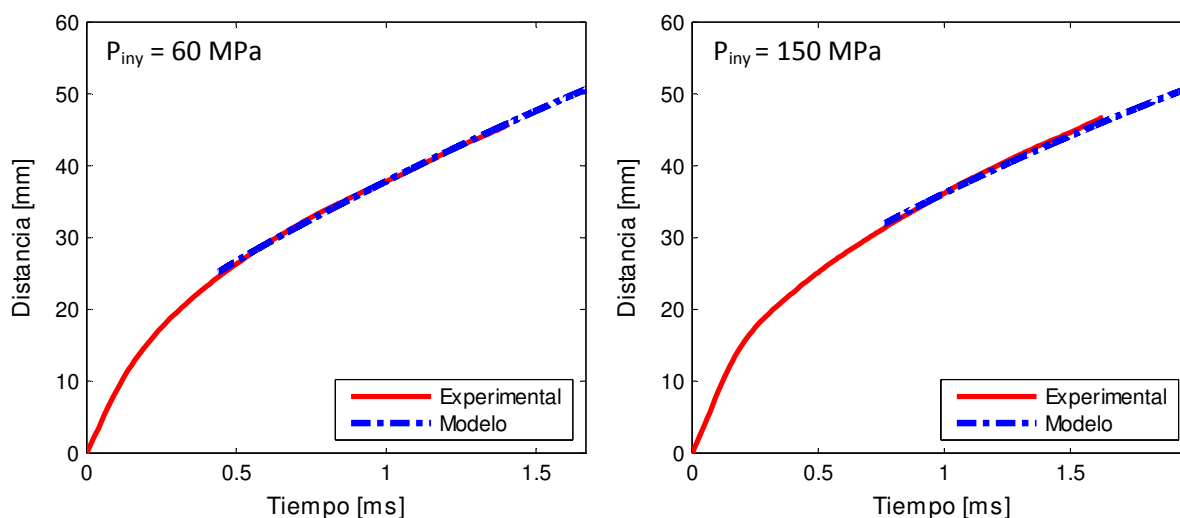


Figura 5.6 Comparación entre el modelo 1-D y los resultados experimentales a distintas presiones de inyección.

Se puede observar como para ambos casos el modelo logra ajustarse a los resultados experimentales. Es importante considerar que a una menor presión de inyección, la resolución temporal de los resultados experimentales es mejor, debido a que la velocidad del chorro es menor, por lo tanto es de esperar que el modelo se ajuste mejor a resultados de baja presión. También la pequeña diferencia observada a alta presión puede deberse al hecho que, al hacer la calibración del modelo por medio de la metodología expuesta con anterioridad, el ajuste hacia la longitud líquida hizo que el ángulo obtenido no diese el mejor resultado en cuanto a penetración. Para poder demostrar esto, se presentan los resultados obtenidos por la metodología para el caso de alta presión y alta carga, resumidos en la siguiente tabla.

Tabla 5.1 Resultado de la metodología para  $P_{iny} = 150\text{MPa}$  y alta carga.

| Ángulo [°]  | Error         | ErrorLL       | Error Total   |
|-------------|---------------|---------------|---------------|
| 18          | 0             | 0,0144        | 0,0144        |
| 18,25       | 0,0034        | 0,0109        | 0,0143        |
| <b>18,5</b> | <b>0,0068</b> | <b>0,0070</b> | <b>0,0138</b> |
| 18,75       | 0,0103        | 0,0036        | 0,0139        |
| 19          | 0,0137        | 0,0004        | 0,0140        |
| 19,25       | 0,0169        | 0,0032        | 0,0201        |
| 19,5        | 0,0204        | 0,0063        | 0,0267        |

Como se puede observar de la Tabla 5.1, el mejor ajuste para la penetración experimental se obtenía a un ángulo de 18 grados, pero el hecho que se obtenía un error apreciable para la longitud líquida hizo que a un ángulo de 18,5 grados se obtuviese un mejor ajuste.

#### 5.4.2 Carga aplicada sobre el inyector.

Los resultados presentados en este segmento, corresponden a las tres cargas estudiadas referente a las dos presiones de inyección. A continuación, en la Figura 5.7, se presentan los resultados obtenidos a una presión de inyección de 60 MPa.

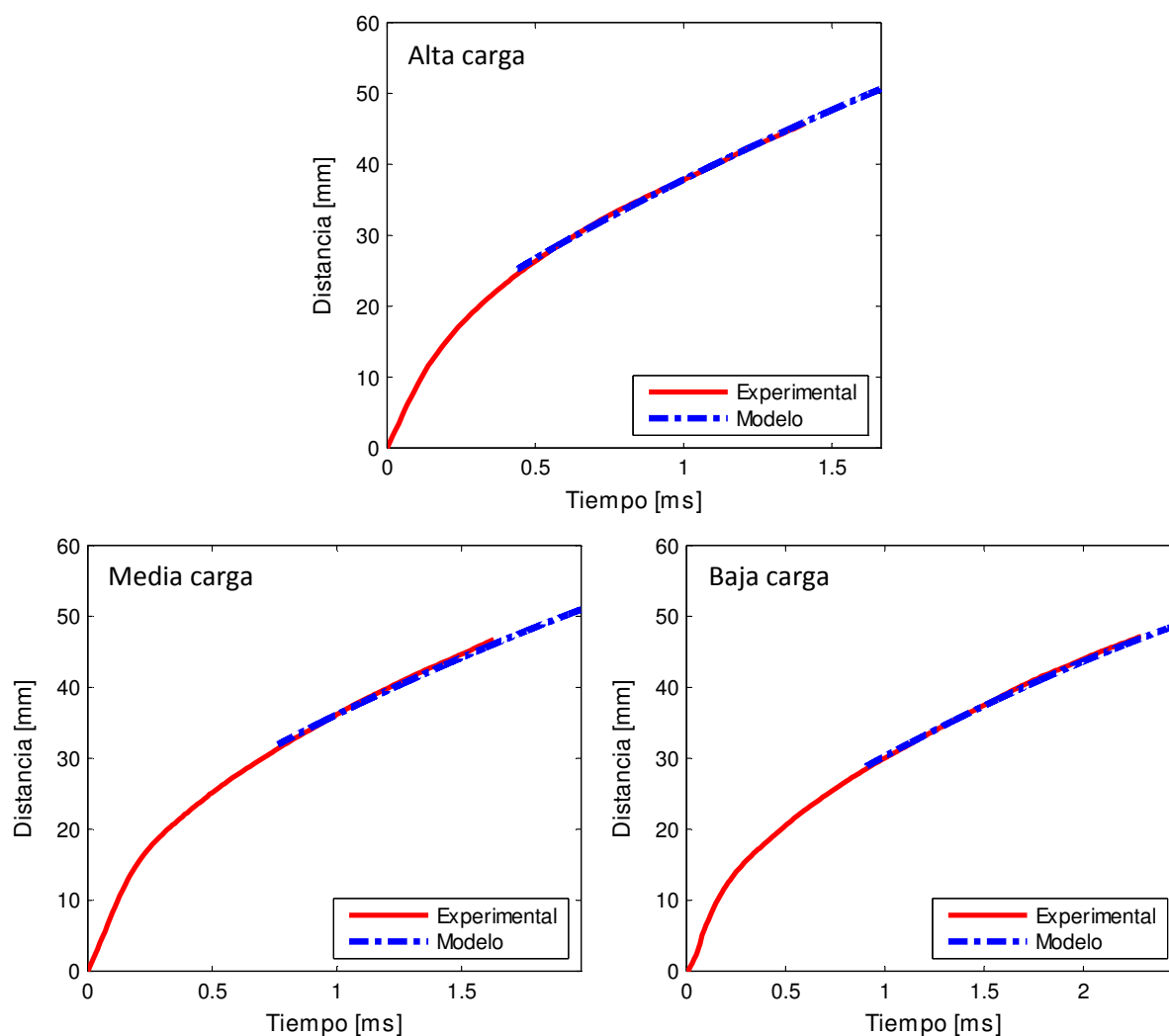


Figura 5.7 Comparación entre el modelo 1-D y los resultados experimentales a distintos niveles de carga para una presión de inyección de 60 MPa.

Se puede observar como para los tres casos (el de alta carga ya mostrado anteriormente), el modelo logra ajustarse a los resultados experimentales de manera satisfactoria. Se presentan a continuación los resultados a alta presión de inyección, en la Figura 5.8.

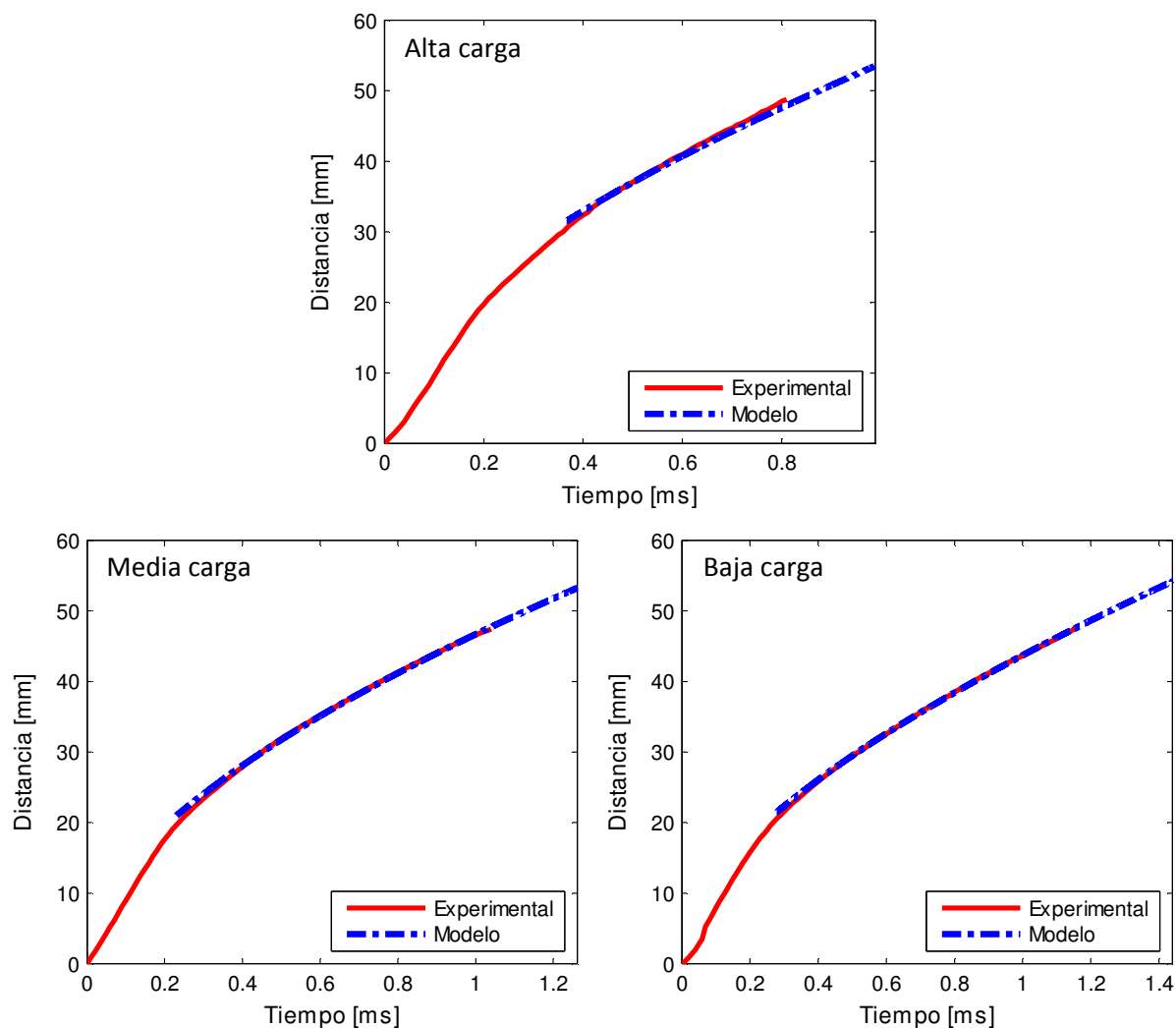


Figura 5.8 Comparación entre el modelo 1-D y los resultados experimentales a distintos niveles de carga para una presión de inyección de 150 MPa.

Se puede comprobar que a alta presión el modelo también logra un ajuste satisfactorio para las tres cargas.

## 5.5 Conclusiones

La metodología utilizada para conseguir el ángulo óptimo permitió obtener resultados que poseen la misma tendencia que resultados experimentales de medición de ángulo de inyección



hechos posteriormente. Esto sirve como indicativo, en conjunto con los resultados experimentales obtenidos, para decir que la metodología dio resultados satisfactorios.

El modelo logra predecir los resultados experimentales de una manera rápida y precisa. Aunque la rapidez del modelo depende de la discretización utilizada, y debido a que el objetivo de la comparación es observar el comportamiento del modelo en estado estable y no en los instantes de apertura de la aguja, la configuración utilizada mostro ser confiable.

Una vez ya comprobado que el modelo se ajusta a los resultados experimentales, a través de este se pueden realizar estudios más específicos, por ejemplo observar el efecto al variar algunos parametros de entrada (temperatura de combustible, diametro de la tobera, entre otros). Por otro lado, el modelo también permite obtener resultados más específicos que los obtenidos experimentalmente y mostradosc en el capítulo anterior. Esto se desarrolla con mayor profundidad en el siguiente capítulo.

## CAPÍTULO 6

### OTROS RESULTADOS EXTRAÍBLES DEL MODELO 1-D

#### 6.1 Introducción

El objetivo de éste capítulo es entender la importancia de los modelo 1-D para el estudio de chorros Diesel. Se presentarán otros resultados que son posibles de extraer del modelo, para poder observar la variedad fenómenos que se pueden observar a traves del modelo.

#### 6.2 Medidas obtenibles en el *centerline*

El modelo 1-D permite determinar varios parámetros a lo largo de la *centerline*. A continuación se presentan medidas, a 2951 ms despues del inicio de la inyección , de velocidad, mezcla aire combustible (donde 1 es combustible puro y 0 es aire puro), fracción líquida de combustible y fracción vapor de combustible, pero existen otras medidas posibles de obtener como masa de oxígeno, nitrógeno, combustible, entre otras. Las medidas presentadas a continuación fueron obtenidas en una simulación a una presión de inyección de 60MPa, con una presión y temperatura en cámara de 5MPa y 870K respectivamente.

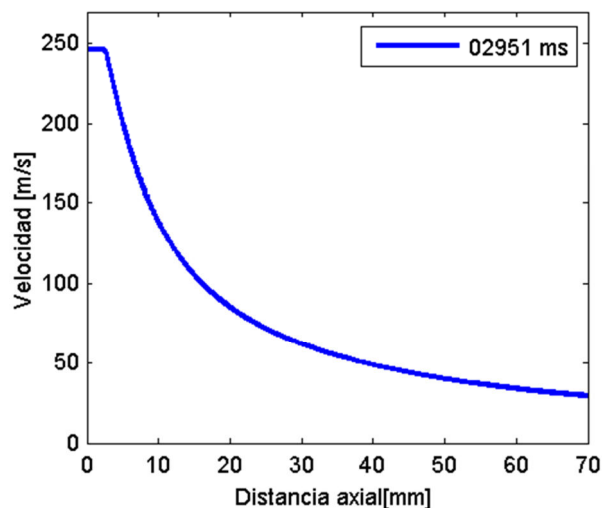


Figura 6.1 Velocidad en el *centerline* a 2951 ms del inicio de la inyección.

Las medidas de velocidad, el modelo las consigue evaluando la perdida de cantidad de movimiento para cada instante de tiempo. La perdida ocurre debido a que el chorro le transfiere

momentum al aire que se encuentra estático en la cámara, por medio de una interacción aerodinámica.

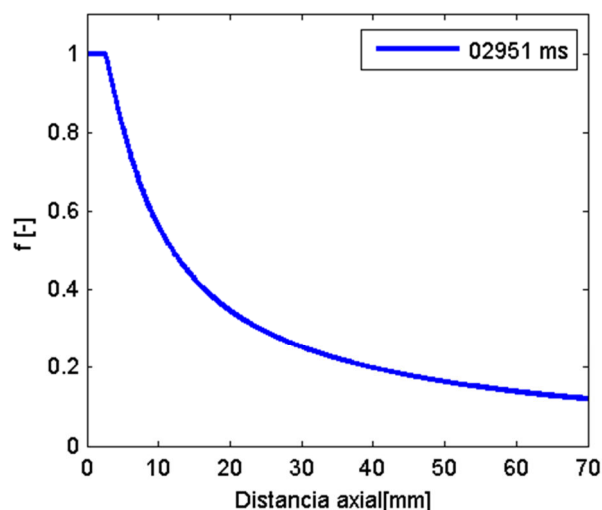


Figura 6.2 Fracción de mezcla en el *centerline* a 2951 ms de haber iniciado la inyección.

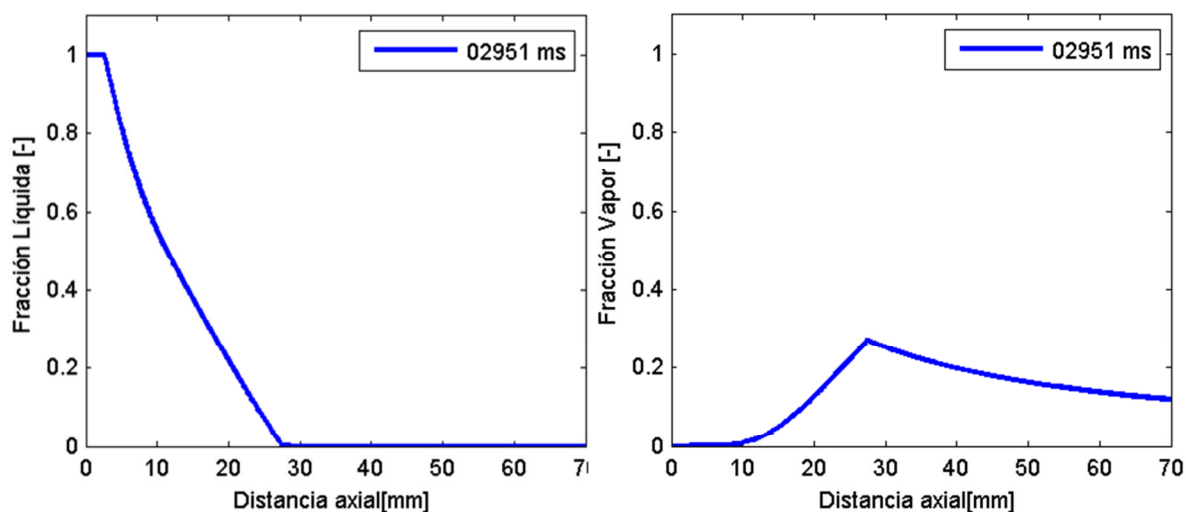


Figura 6.3 Fracción líquida (izquierda) y fracción vapor (derecha) de combustible en el *centerline*.

Las gráficas mostradas en la Figura 6.3, nos permite entender el comportamiento del combustible a medida que se va mezclando con el aire. En una etapa inicial, el combustible líquido se evapora poco, debido a que la vena líquida está iniciando el proceso de ser englobado por el gas de la cámara. A medida que aumenta la distancia axial, el proceso de evaporación comienza y a medida que el chorro avanza, más aire engloba el chorro, por lo tanto la evaporación ocurre con mayor facilidad. Una vez que ya se evapora todo el chorro (longitud líquida), el combustible alcanza un máximo en fracción de vapor, debido a que luego este seguirá

mezclandose con el gas de la cámara, por lo tanto la fracción disminuirá. La suma de estas dos fracciones debe coincidir con el valor de fracción de combustible a una distancia axial determinada de la Figura 6.2.

El tener los valores fracción de mezcla, fracción líquida y vapor de combustible, nos permite saber la densidad de la mezcla en cualquier punto del eje, utilizando la ecuación (6.1) mostrada a continuación.

$$\rho(x, r) = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{Y_i(x, r)}{\rho_i(x, r)}} \quad (6.1)$$

Donde  $Y_i$  corresponde a la fracción del componente  $i$ , sea gas de la cámara, fracción líquida y vapor del combustible. Es posible saber la densidad parcial de cada elemento ya que el modelo también permite saber la temperatura en función de la mezcla aire/combustible, debido a que se sabe la temperatura inicial del gas y del combustible. A continuación se presenta la densidad en función de la distancia axial, en la Figura 6.4.

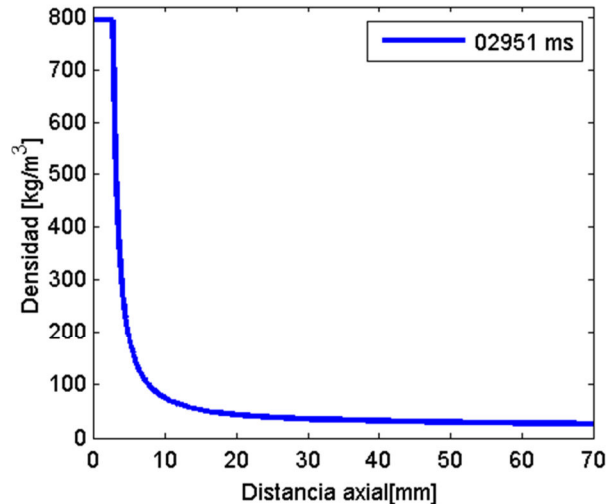


Figura 6.4 Densidad de la mezcla en el *centerline* 2591 ms del inicio de la inyección.

De igual manera, el modelo permite obtener resultados de temperatura en el *centerline*, estos son presentados a continuación en la Figura 6.5.

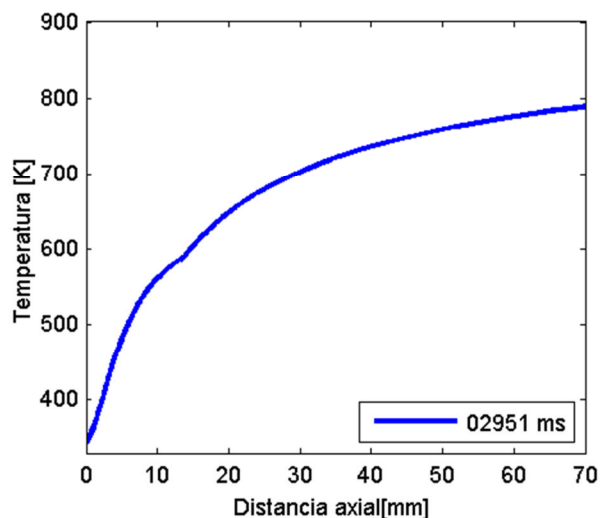


Figura 6.5 Temperatura de la mezcla en el centerline 2591 ms del inicio de la inyección.

### 6.3 Mapas de mezcla

El modelo permite conocer los valores de mezcla aire/combustible que hay para cualquier punto del *centerline*, como fue mostrado anteriormente. Con los perfiles gaussianos obtenidos de las ecuaciones (5.1) y (5.2), se puede obtener el valor de mezcla para cualquier punto del chorro en un instante de tiempo simplemente extrapolando los valores obtenidos de las figuras anteriores con la ecuación del perfil. El resultado se muestra a continuación en la Figura 6.6 Mapa de mezcla a 2951 ms de haber iniciado la inyección. todas a las mismas condiciones mencionadas anteriormente.

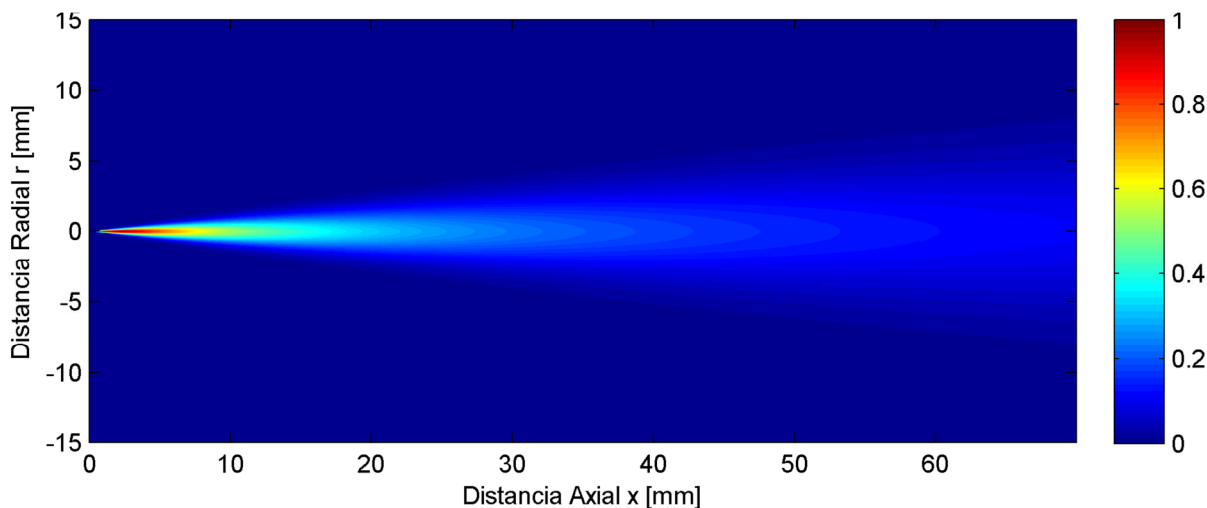


Figura 6.6 Mapa de mezcla a 2951 ms de haber iniciado la inyección.

El mapa de mezcla mostrado en la Figura 6.6, nos permite entender el proceso de mezcla del combustible. A medida que el este penetra en la cámara de combustión, el aire que engloba al chorro lateralmente va entrando hacia el centro del mismo, gracias a la atomización. Debido a esto siempre los valores máximos de concentración para una distancia axial determinada se encontrarán en el *centerline*, y es por esto que los perfiles gaussianos son utilizados. Es de suma importancia poder entender el proceso de mezcla con el aire, ya que esto repercute en varios parametros como la calidad de la combustión, formación de hollín, entre otros .

A continuación se presenta de igual manera, los mapas de concentración para la fase líquida y fase vapor, mostrados en la Figura 6.7 y Figura 6.8.

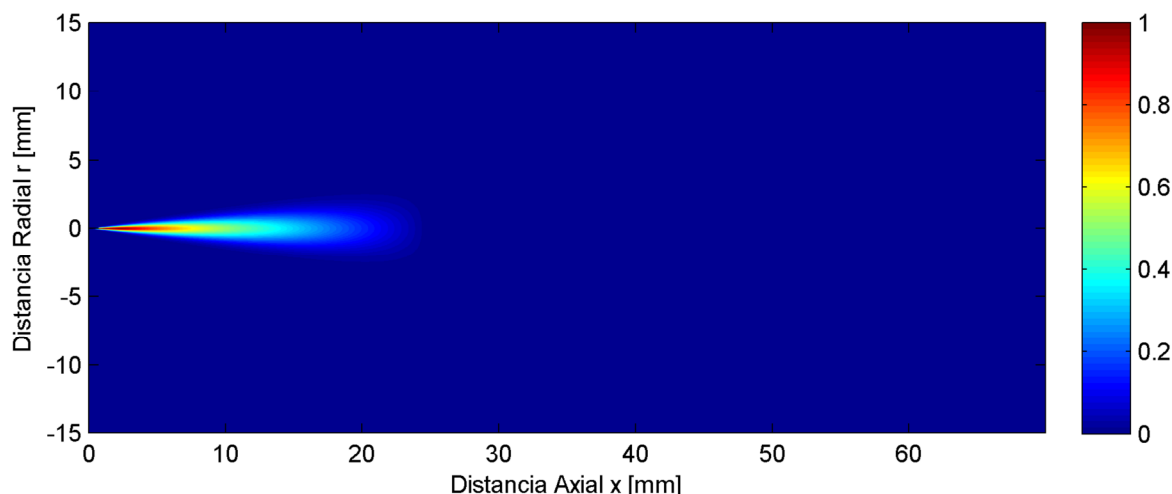


Figura 6.7 Mapa de la fracción líquida a 2951 ms de haber iniciado la inyección.

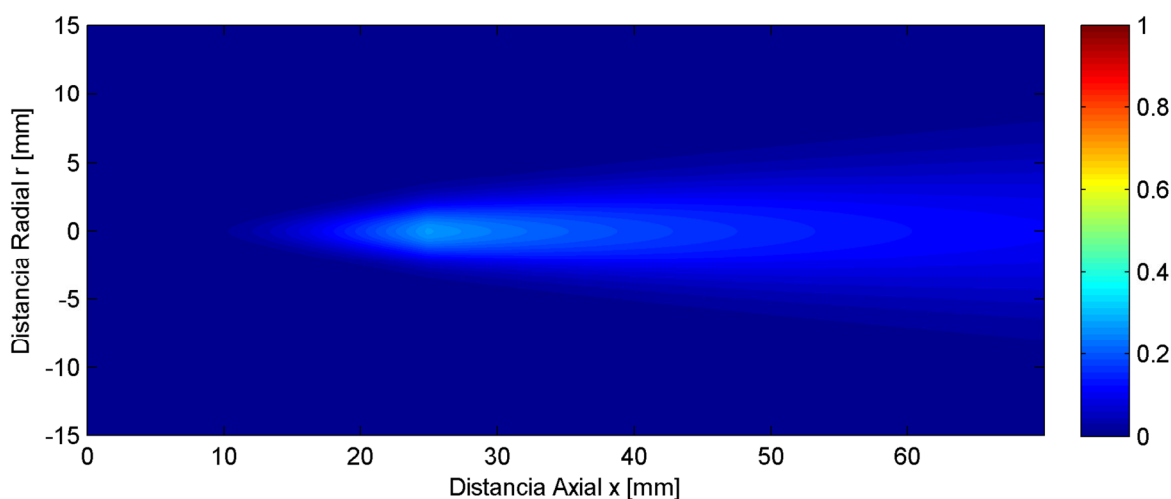


Figura 6.8 Mapa de la fracción vapor a 2951 ms de haber iniciado la inyección

A diferencia que las gráficas mostradas en la Figura 6.3, los mapas permiten ver la geometría del chorro y la distribución combustible líquida y vapor que hay durante la inyección. Estos mapas presentados permiten observar algunos fenómenos, como por ejemplo la Figura 6.7 se puede ver claramente la longitud líquida del chorro.

## 6.4 Comparaciones entre algunas condiciones de ensayo

En esta sección se presentan algunas comparaciones en condiciones de ensayo a alta carga, para ver el comportamiento del modelo ante el cambio de los parámetros de entrada, y profundizar los conocimientos teóricos mostrados en el capítulo 1.

### 6.4.1 Efecto de la temperatura (densidad)

A continuación se muestran los parámetros graficados anteriormente en el *centerline*, pero a las dos densidades estudiadas, para poder observar como afecta la temperatura sobre estos parámetros. En primer lugar presentamos, en la Figura 6.9, el efecto sobre la velocidad y la temperatura de la mezcla, hay que tomar en cuenta que la variación de temperatura cambia la densidad del gas en la cámara, por lo tanto el resultado obtenido es por una mezcla del efecto de ambas variaciones.

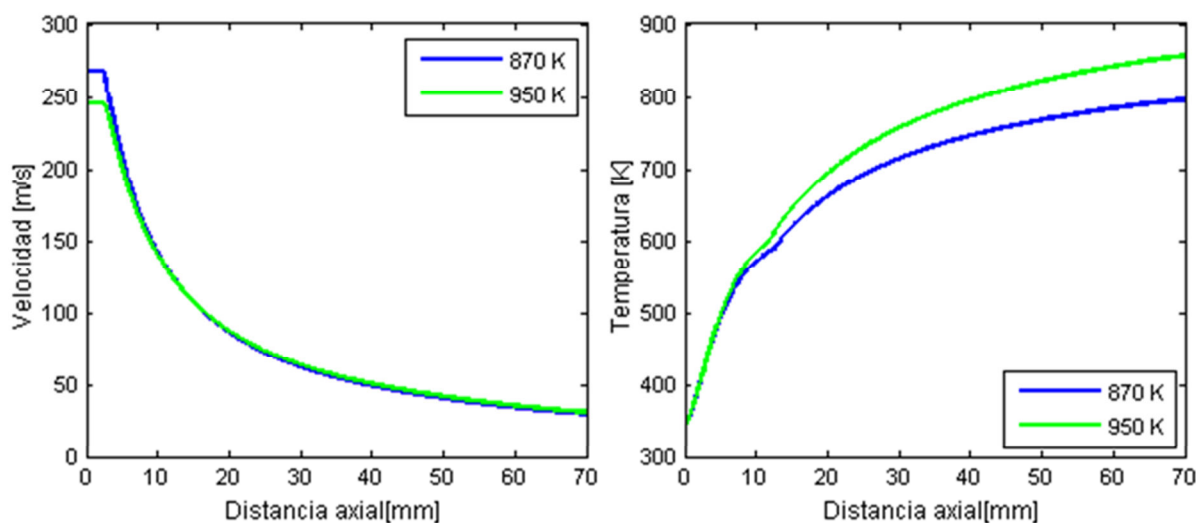


Figura 6.9 Velocidad (izquierda) y Temperatura (derecha) en el *centerline* a distintas temperaturas (densidades).

Poder observar la temperatura en el *centerline* nos permite entender como será el proceso de mezcla a medida que la temperatura aumenta. Debido a que el gas en la cámara posee una mayor

entalpía, las gotas de combustible englobadas se evaporarán con mayor facilidad, por lo tanto la fracción líquida debe caer más rápido, y la fracción vapor aumentar en un orden mayor. Este razonamiento se puede corroborar con los resultados mostrados en la Figura 6.10.

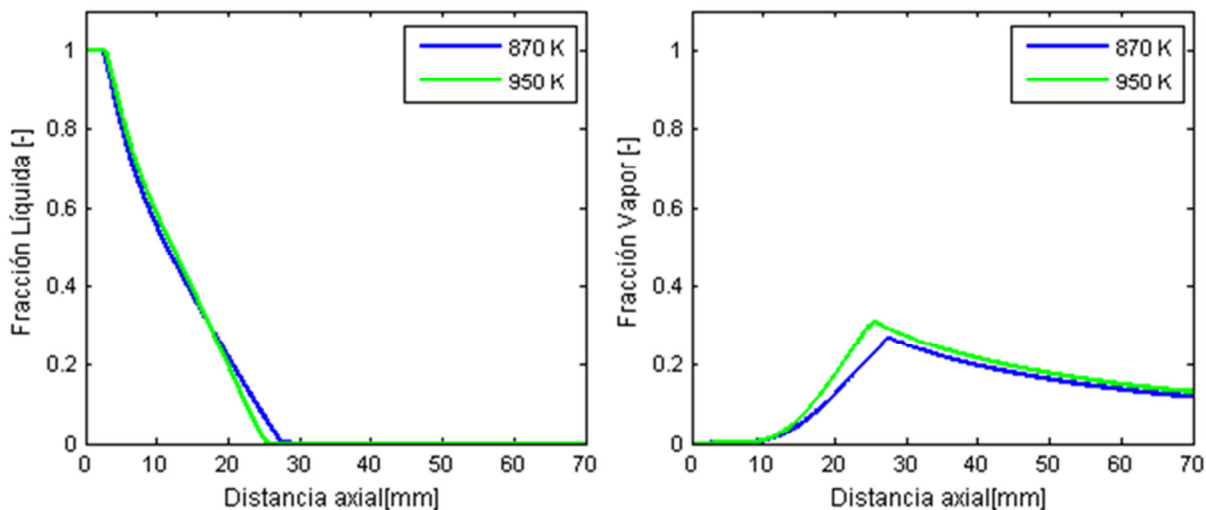


Figura 6.10 Fracción Líquida (izquierda) y fracción vapor (derecha) a distintas temperaturas (densidades).

#### 6.4.2 Efecto de la presión de inyección

A continuación, al igual que en la sección anterior, se presentan resultados de velocidad y temperatura en el *centerline*, pero a dos presiones de inyección distintas.

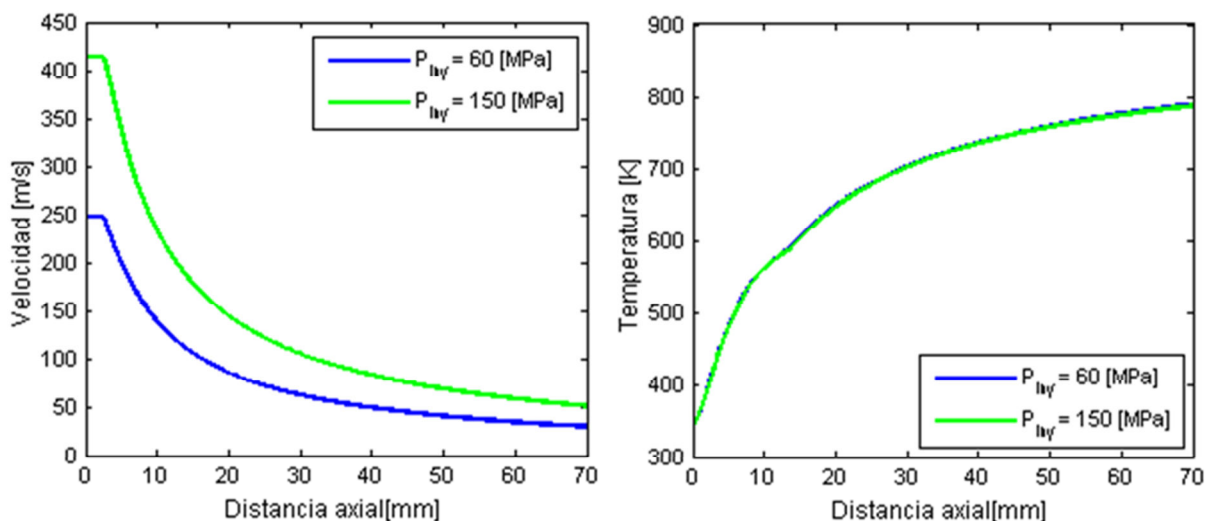


Figura 6.11 Velocidad (izquierda) y Temperatura (derecha) en el *centerline* a distintas presiones de inyección.

Se puede observar como la presión de inyección no tiene efecto aparente sobre la temperatura. Por otro lado la velocidad depende de una gran manera de la presión de inyección,



como también puede ser observado en la ecuación (1.4) presentada en el capítulo 1, y corroborado posteriormente con los resultados presentados en el capítulo 4.

A continuación se presentan la fracción líquida y fracción vapor a distintas presiones de inyección, en la Figura 6.12.

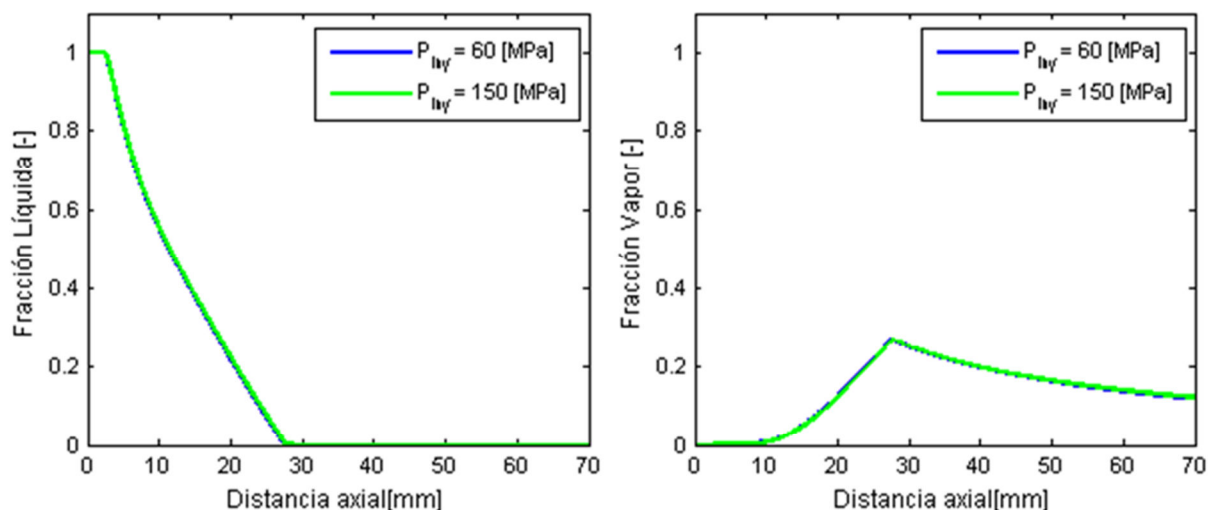


Figura 6.12 Fracción Líquida (izquierda) y fracción vapor (derecha) a distintas presiones de inyección.

Se puede observar como la presión de inyección no tiene efecto aparente en la mezcla. Esto es debido a que el modelo de mezcla aire/combustible aceptado a nivel de investigación, y utilizado en el modelo, dice que el aire entrará al chorro por los laterales del mismo, y la cantidad de aire que interactúa con el chorro depende de las turbulencias que existan en él, y estas dependen a la vez de su velocidad (número de Reynolds). Y según lo explicado anteriormente, la velocidad depende directamente de la presión de inyección, por lo tanto al haber una presión de inyección mayor, más gas interactuará con el chorro por lo que los parámetros de la mezcla no cambian.

## 6.5 Conclusiones

Se pudo comprobar la importancia de los modelos 1-D para el estudio de inyección de chorros Diesel. Debido a que los modelos permiten ver con facilidad fenómenos que no se pueden ver experimentalmente, evitando la alta demanda computacional que requieren los modelos CFD. Una simulación hecha en el modelo desarrollado en el CMT-Motores Térmicos, se

completa aproximadamente en 40 segundos, mientras que los modelos CFD mas complejos pueden tardar hasta 1 mes en calcularse, por lo que el modelo tiene una gran ventaja por ese lado.

Otra gran ventaja que se observo de utilizar modelos 1-D, es que permiten entender como afecta la variación de parámetros de entrada en diversos resultados, sin requerir de hacer visualizaciones experimentales, ni simulaciones con modelos CFD. Y como complemento sirve para profundizar los conocimientos teóricos, con resultados fáciles de adquirir.

Se pudo observar como varia la velocidad del frente del chorro a medida que penetra la cámara de combustión, y como el chorro, debido a la interacción aerodinámica con el gas estático de la cámara, pierde cantidad de movimiento, por lo tanto pierde velocidad.

El modelo permite obtener parámetros como fracción de mezcla, fracción líquida y vapor del combustible, lo cual permite entender mejor el proceso de mezcla entre el combustible y el gas de la cámara, el cual determina muchos parámetros de la combustión, uno de los mas importantes siendo la formación del hollín, principal contaminante de los motores Diesel.

Entre otros resultados que el modelo permite obtener, esta la densidad y temperatura de la mezcla en el *centerline*. Esto permite saber las condiciones locales de la mezcla, para así poder saber que zonas del chorro son propensas a combustionar primero, entre otras cosas.

Los mapas nos permiten entender con mayor profundidad la estructura de un chorro Diesel al ser inyectado en la cámara, y su comportamiento a medida que se desplaza en ella.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Dentro del area de investigación en los motores de autoencendido, específicamente los motores Diesel, el estudio del proceso de inyección ha permitido el desarrollo de nuevas tecnologías que permiten reducir el consumo de combustible y la emisión de contaminantes, permitiendo adaptarse a las normativas reguladores que cada vez se vuelven mas estrictas.

El avance tecnológico en diversos campos, como la óptica, electrónica e informática, han hecho posible el desarrollo de las técnicas de visualización del chorro que se ven actualmente. Esto ha permitido una mejor comprensión de los procesos involucrados en la inyección del combustible Diesel a la cámara de combustión.

El estudio de la formacion de la mezcla es de suma importancia, debido a que este proceso es uno de los determinantes de la calidad de la combustión en los motores Diesel, y determina entre otras cosas el consumo de combustible y producción de contaminantes para producir una unidad de potencia.

El poder cuantificar la penetración de un chorro de inyección Diesel es de suma importancia, debido a que no solo permite como un parámetro para validar los modelos CFD, sino que sirve para entender el desarrollo del chorro dentro de la cámara de combustión real de un motor Diesel, debido a que estas cuentas con un espacio limitado.

La última generación de inyectores Diesel, que todavia se encuentra en desarrollo, son los piezoeléctricos de actuación mecánica, que permiten controlar la tasa de inyección variando el voltaje que se aplica sobre el inyector, permitiendo así crear nuevas estrategias de inyección que reduzcan el consumo y la emisión de contaminantes.

Dentro del estudio realizado a este novedoso inyector, se pudo observar que la penetración del chorro aumenta al incrementar la presión de inyección. Sin embargo, ésta disminuye al incrementar la densidad del gas en la cámara de combustión. Por último, la penetración del chorro aumenta al incrementar la carga que se aplica sobre él.

El uso de modelos computacionales ha sido otra de las claves que ha permitido entender los fenómenos que los ensayos experimentales no permiten observar. Esto ha hecho que gran parte

del capital se invierta en el desarrollo de modelos, tanto CFD como 1-D, en los que se pueda de una manera rápida y con menores costos asociados, observar el efecto que tienen la variación de los parámetros de importancia en el proceso de inyección

El modelo 1-D utilizado se acoplo de manera adecuada a todos los casos experimentales realizados. Esto permite, consecuentemente, obtener resultados adicionales que permiten entender mejor el proceso de mezcla, entre otros.

Se recomienda hacer un estudio mas detallado del movimiento de la aguja dentro del inyector, y de como afecta esto a la tasa de inyección entre orificios, de manera de ponder entender y corroborar que es el factor principal de la dispersión chorro a chorro observada.

Otro de los problemas observados durante el trabajo realizado es que el modelo 1-D no logra representar de manera adecuada los instantes de apertura de la aguja. Por lo que se recomienda hacer un estudio con el modelo 1-D, con una configuración que tenga mayor resolución temporal, y comprobar si el modelo es capaz de representar estos instantes, o no.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Larry Webster. (2009, September) Popular Mechanics. [Online].  
<http://www.popularmechanics.com/cars/alternative-fuel/diesel/4330313>
  
- [2] P K Nag, *Engineering Thermodynamics.*: Tata McGraw-Hill, 2005.
  
- [3] José María García Oliver, "Aportaciones al Estudio del Proceso de Combustión Turbulenta de Chorros en Motores Diesel de Inyección Directa," Valencia, PhD Thesis 2002.
  
- [4] J E Dec, "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging," SAE Paper 1997.
  
- [5] S A Molina, "Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada.," Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia, Tesis Doctoral 2003.
  
- [6] F Payri, O Armas, R Desantes, and A Leiva, "Modelo termodinámico para el diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa," in *Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, La Habana, 1997.
  
- [7] John B Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. United States of America: McGraw-Hill, 1988.
  
- [8] S L Plee and T Ahmad, "Relative Roles of Premixed and Diffusion Burning in Diesel Combustion," SAE Paper 1983.
  
- [9] Luis Daniel Zapata Pemberthy, "Caracterización de los Procesos de Inyección-Combustión

- Diesel Mediante Visualización y Procesado Digital de Imágenes," Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, PhD Thesis 2010.
- [10] H Hatori, K Narumiya, M Tsue, and T Kadota, "Photographical Analysis of Initial Breakup Process of Diesel Spray," , Valencia, 2002.
- [11] K R Browne, I M Partridge, and G Greeves, "Fuel property effects on fuel/air mixing in an experimental Diesel engine," SAE Paper 1986.
- [12] D Siebers, "Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays," SAE Paper 1999.
- [13] S Martínez, "Desarrollo de una instalación experimental para el estudio de chorros diesel evaporativos en atmósferas inerte y reactiva," Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, Tesis Doctoral 2003.
- [14] T Kamimoto, H Yokota, and H Kobayashi, "Effect on high pressure injection on soot formation processes in a rapid compression machine to simulate Diesel flames," SAE Paper 1987.
- [15] Ch Espey and J E Dec, "The effect of TDC temperature and density on the liquid-phase fuel penetration in a DI Diesel Engine," SAE Paper 1995.
- [16] D Siebers, "Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization," Warrendale, Pennsylvania, SAE Paper 1999-01-0528, 1999.
- [17] B S Higgins, Ch J Mueller, and D Siebers, "Measurements of fuel effects on liquid-phase penetration in DI sprays," SAE Paper 1999.
- [18] B Higgins, D Siebers, and A Aradi, "Diesel-spray ignition and premixed-burn behavior,"

- SAE Paper 2000.
- [19] J E Dec and C Espey, "Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine," SAE Paper 1998.
- [20] I Glassman, *Combustion.*: Academic Press, 1987.
- [21] F Payri, J M Desantes, and J Arregle, "Characterization of D.I. Diesel sprays in high density conditions," SAE Paper 960774, 1996.
- [22] J Arregle, J V Pastor, and S Ruiz, "Influence of the injection parameters on Diesel Spray characteristics," SAE Paper 1999-01-0200, 1999.
- [23] R Payri, J Gimeno, J Venegas, and A Plaza-Torres, "Experimental and Computational Study of the Influence of Partial Needle Lift on Nozzle Flow in Diesel Fuel Injectors," CMT - Motores Térmicos, Universitat Politécnica de Valencia, Valencia, Paper 2012.
- [24] D P Schmidt and M L Corradini, *The internal flow of Diesel fuel injector nozzles.*, 2001.
- [25] J Dent, "A basis for comparison of various experimental methods for studying spray penetration," SAE Paper 710571, 1971.
- [26] H Hiroyasu and M Arai, "Structures of fuel spray in Diesel engines," SAE Paper 900475, 1990.
- [27] Bernd Mahr, "Future and Potential of Diesel Injection Systems," in *Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines*, 2002.
- [28] Gerhard Stumpp and Mario Ricco, "Common Rail - An Attractive Fuel Injection System for

- Passenger Car DI Diesel Engines," Detroit, SAE Paper 1995.
- [29] Gerhard Stumpp and Mario Ricco, "Common Rail - An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines," SAE Paper 960870, 1996.
- [30] Hernán Alejandro Plazas Torres, "Modelado Unidimensional de Inyectores Common-Rail Diesel," Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, PhD Thesis 2005.
- [31] Piezo Systems, Inc. Piezo Systems. [Online]. <http://www.piezo.com/tech1/terms.html>
- [32] R Payri, F J Salvador, J Gimeno, and G Bracho, "A new methodology for correcting the signal cumulative phenomenon on injection rate measurements," *Experimental Techniques*, vol. 32, no. 1, pp. 46-49, 2008.
- [33] Bosch, "Fuel rate indicator is a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection," SAE Paper 660749, 1966.
- [34] Graham Pitcher, Graham Wigley, and Mark Saffman, "Velocity and Drop Size Measurements in Fuel Sprays in a direct injection diesel engine," vol. 7, pp. 160-168, 1990.
- [35] R Payri, F.J Salvador, J Gimeno, and J De la Morena, "Influence of injector technology on injection and combustion development - Part 1: Hydraulic characterization," Paper 2011.
- [36] R Payri, F.J Salvador, J Gimeno, and J De la Morena, "Influence of injector technology on injection and combustion development - Part 2: Combustion analysis," Paper 2011.
- [37] S.N Soid and Z.A Zainal, "Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques.," Paper 2011.



- [38] D L Black, M Q McQuay, and M P Bonin, *Laser based techniques for particle size measurement: A review of sizing methods and their industrial applications.*, 1996.
- [39] Robert Hooke, "Of a New Property in the Air - Micrographia," London, Observation 1665.
- [40] August Toepler, *Beobachtungen nach einer neuen optischen Methode.* Bonn, United Kindom: Maximillian Cohen and Sohn, 1864.
- [41] G S Settles, *Schlieren and Shadowgraph Techniques.* Pennsylvania, United States of America: Springer, 2001.
- [42] Ding-Yu Peng and Donald Robinson, *A New Two-Constant Equation of State.* Alberta, Canada: University of Alberta, 1975.
- [43] Visions Research. (2013) Visions Research - Ametek. [Online].  
<http://www.visionresearch.com/Products/High-Speed-Cameras/v121/>
- [44] J Payri, J Gimeno, J P Viera, and A H Plazas, "Effect of Partial Needle Lift on the Hydraulic and Evaporative Performance Characteristics of a Common rail Diesel Fuel Injector," CMT - Motores Térmicos, General Motors R&D., Valencia, 2012.
- [45] J D Naber and D Siebers, "Effect of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays," Warrendale, Pennsylvania, SAE Paper 960034, 1996.
- [46] José V Pastor, J Javier López, José M García, and José M Pastor, "A 1D model for the description of mixing controlled inert diesel sprays," CMT - Motores Térmicos, Valencia, Paper 2008.

- [47] R Payri, J Garcia, F Salvador, and J Gimeno, "Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics," *Fuel*, vol. 84, pp. 551-561, 2005.
- [48] V Macián, V Bermúdez, R Payri, and J Gimeno, "New technique for determination of internal geometry of a diesel nozzle with the use of silicone methodology," vol. 27, pp. 39-43, 2003.
- [49] José V Pastor, Jean Arregle, José M García, and L Daniel Zapata, "Segmentation of Diesel spray images with log-likelihood ratio test algorithm for non-Gaussian distribution," vol. 46, no. 6, 2007.
- [50] J D Naber and D Siebers, "Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays," SAE Paper 960034, 1996.
- [51] Raul Payri, Jaime Gimeno, and Michele Bardi, "Study liquid lenght penetration results obtained with a direct acting piezo electric injector," Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, Paper 2013.
- [52] Raúl Payri, Jaime Gimeno, Michele Bardi, and Alejandro Hernan, "Experimental Study of the Effect of Rate Shaping Diesel Ignition and Combustion Process," CMT - Motores Térmicos, General Motor R&D, Valencia, 2012.
- [53] H C Van de Hust, *Light scattering by small particles*. New York, USA: Dover Publications, 1957.
- [54] CMT - Motores Térmicos. [Online]. <http://www.cmt.upv.es/R01.aspx>

- [55] Edgar J Kates and William E Luck, *Motores de Diesel y de gas de alta compresión.*: Reverte, 1982.
- [56] L Rayleigh, "On the instability of jets," Journal of the London mathematical society, London, 1878.
- [57] D Siebers, "Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization," Warrendale, Pennsylvania, SAE Paper 1999-01-0528, 1999.

## APÉNDICE A

En este segmento del trabajo se presenta los resultados de un estudio de medición de tasa realizado para mostrar el control que se puede tener sobre este tipo de inyector. Como fue mencionado anteriormente,

En general, la forma de la curva de tasa de inyección suele ser cuadradas. Esto se refiere a que la aguja del inyector abre, inyecta a una tasa constante, y luego cierra. La Figura A.1, muestra la tasa de inyección del inyector a una presión de inyección de 50MPa y alta carga.

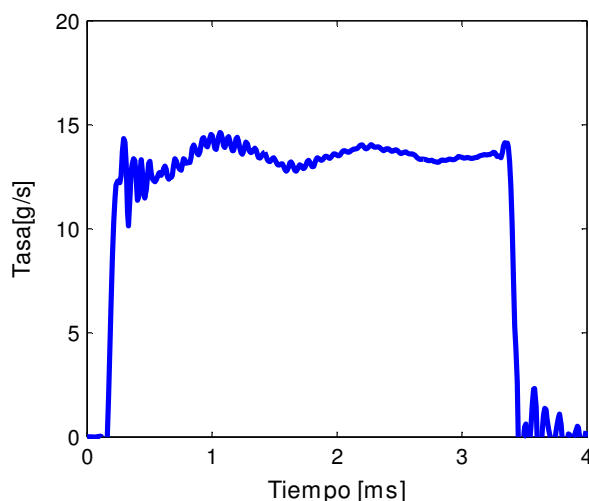


Figura A.1 Tasa de inyección cuadrada.

Debido al funcionamiento de este nuevo inyector, como fue mencionado anteriormente, es posible controlar la forma de la tasa de inyección, dentro de los límites que permitan la rapidez de acción de la aguja y de la dilatación del piezoeléctrico. El objetivo de poder crear nuevas estrategias de inyección, como fue mencionado anteriormente, es el poder simular inyecciones pre y post la inyección principal, sin tener los efectos negativos del cierre total de la aguja del inyector, que son la formación de gotas de combustible de gran tamaño debido a la mala atomización en esos instantes. A continuación se presentan un ejemplo de las tasas conseguidas experimentalmente, la primera denominada bota por su forma, se consigue variando el voltaje aplicado al inyector en dos escalones, de los cuales se pueden controlar la intensidad y duración de cada escalon. La tasa obtenida se presenta a continuación en la Figura A.2.

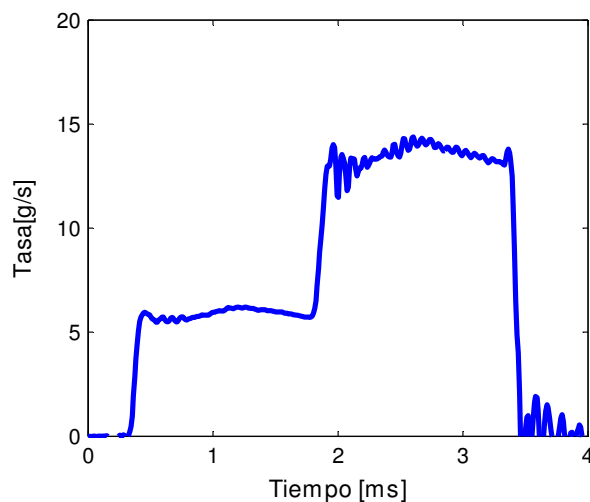


Figura A.2 Tasa de inyección bota.

Al igual que es posible hacer un bota, se pueden establecer tres escalones de voltaje, haciendo posible hacer una bota doble, presentada a continuación en la Figura A.3.

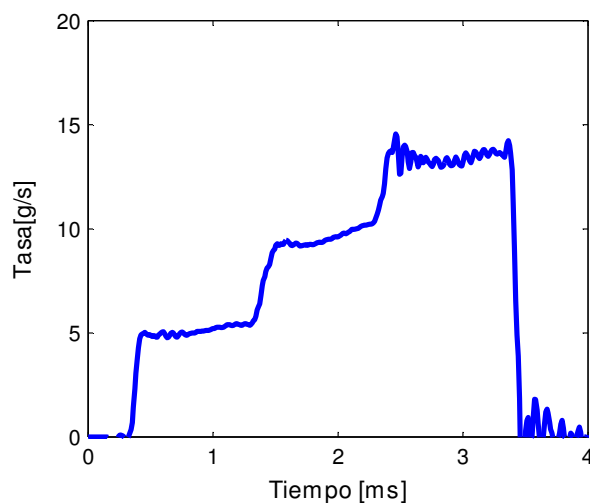


Figura A.3 Tasa de inyección bota doble.

Por otro lado, se puede también variar el voltaje entregado al inyector de forma lineal, es decir, establecer un punto inicial, un punto final, e interpolar linealmente valores de voltaje, donde se puede controlar también la pendiente con la que se llega del punto inicial al final. Esto genera una tasa que se denomina Rampa, debido a que la aguja abre de una manera progresiva, al contrario de los casos anteriores que se mueve de manera instantánea. La Figura A.4, muestra la tasa resultante de este tipo de estrategia para el voltaje, vale mencionar que en la figura solo se muestra 1 ms de la tasa de inyección y también se graficó una cuadrada, para resaltar el cambio de pendiente en la apertura de la aguja de inyector.

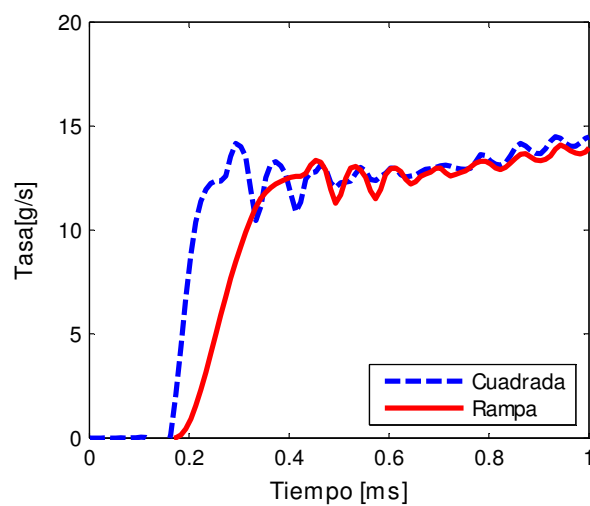


Figura A.4 Comparación de una tasa cuadrada con una rampa.

Todo lo mostrado anteriormente, demuestra que este tipo de inyector es muy versátil, debido a que existen infinitas posibilidades que permiten abrir una nueva rama de investigación, para así entender bien como repercute el cambio de estas estrategias de inyección, cuantitativamente, en el ahorro de combustible y emisión de contaminantes.